



TESIS - ME142516

**ANALISIS PENGARUH RASIO KOMPRESI PADA
MESIN DIESEL SATU SILINDER DENGAN SISTEM
*DIESEL METHANOL DUAL FUEL (DMDF)***

GUSMA HAMDANA PUTRA
04211650010007

DOSEN PEMBIMBING
Ir. Aguk Zuhdi M. Fathallah., M.Eng., Ph.D
Dr.Eng. I Made Ariana, S.T., M.T.

PROGRAM MAGISTER
DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018

Halaman ini sengaja dikosongkan



THESIS - ME142516

***ANALYSIS OF COMPRESSION RATIO EFFECTS IN
SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE WITH DIESEL
METHANOL DUAL FUEL (DMDF) SYSTEM***

GUSMA HAMDANA PUTRA
04211650010007

SUPERVISOR

Ir. Aguk Zuhdi M. Fathallah., M.Eng., Ph.D
Dr.Eng. I Made Ariana, S.T., M.T.

MASTER PROGRAM
DEPARTEMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

Judul : Analisis Pengaruh Rasio Kompresi pada Mesin Diesel Satu Silinder dengan Sistem *Diesel Methanol Dual Fuel (DMDF)*
Oleh : Gusma Hamdana Putra
NRP : 04211650010007

Telah diujikan pada:

Hari, Tanggal : Rabu, 18 Juli 2018
Periode Wisuda : September 2018

Untuk mendapatkan gelar **MAGISTER TEKNIK** pada
Program Magister Teknik Sistem Perkapalan
Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dosen Pembimbing

1. Ir. Aguk Zuhdi M. Fathallah., M.Eng., Ph.D
NIP. 195605191986101001
2. Dr. I Made Ariana, S.T., M.T.
NIP. 197106101995121001

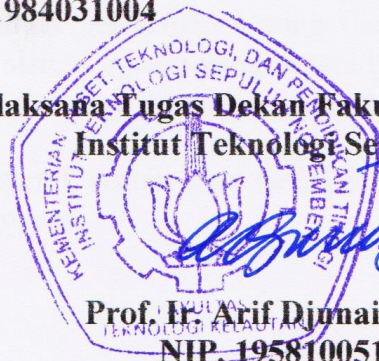
.....
.....

Dosen Penguji

1. Beny Cahyono, ST., MT., Ph.D.
NIP. 197903192008011008
2. Ir. Agoes Achmad Masroeri, M.Eng., D.Eng
NIP. 195808071984031004

.....
.....

Pelaksana Tugas Dekan Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember



Prof. Ir. Arif Djunaidy, M.Sc., Ph.D.
NIP. 195810051986091003

Halaman ini sengaja dikosongkan

ANALISIS PENGARUH RASIO KOMPRESI PADA MESIN DIESEL SATU SILINDER DENGAN SISTEM DIESEL METHANOL DUAL FUEL (DMDF)

Nama mahasiswa : Gusma Hamdana Putra

NRP : 04211650010007

Pembimbing : Ir. Aguk Zuhdi M. Fathallah., M.Eng., Ph.D.
Dr. I Made Ariana, S.T., M.T.

ABSTRAK

Problema sumber bahan bakar dari fosil yang semakin menipis mendorong para peneliti untuk mengembangkan bahan bakar terbarukan. Metanol merupakan salah satu bahan bakar dengan karakteristik rendah emisi. Hal ini ditunjukkan pada penerapan bahan bakar metanol dengan metode *dual fuel* baik transportasi darat maupun transportasi laut. Dengan menggunakan perbandingan energi antara kedua bahan bakar, metanol diinjeksikan melalui *inlet port*. Namun, terdapat kekurangan dari sistem ini. Hal ini dikarenakan metanol memiliki tingkat evaporasi panas (*Heat Evaporation*) tinggi, sehingga membutuhkan perlakuan lain untuk meningkatkan efisiensi pembakaran. Salah satu inovasi yang telah diteliti terkait peningkatan efisiensi pembakaran yaitu *high pressure injection*. HPI adalah sistem injeksi bahan bakar yang diinjeksikan langsung ke ruang bakar. Dengan meningkatkan tekanan serta temperatur bahan bakar dalam ruang bakar, energi dan pembakaran yang dihasilkan semakin optimal. Penelitian ini membahas mengenai pengaruh variasi rasio kompresi pada performansi mesin diesel satu silinder. Bahan bakar metanol diinjeksikan langsung ke ruang bakar bersamaan dengan bahan bakar diesel yang diinjeksikan sebagai pilot. Perbandingan kedua bahan bakar (*Methanol Substitution Ratio*) juga divariasikan dalam bentuk energi. Dengan variasi rasio kompresi, mesin menunjukkan perubahan pada performansi. Rasio kompresi yang semakin tinggi mampu menghasilkan torsi, BMEP dan daya yang lebih tinggi serta SFC yang lebih rendah, begitu juga sebaliknya dengan selisih mencapai 2% s/d 4%. Kemudian, meningkatnya rasio metanol yang diinjeksikan akan menghasilkan performansi yang optimal dengan syarat rasio kompresi mesin ditingkatkan. Dengan syarat tersebut perubahan performansi yang dicapai mencapai 2%. Sehingga dengan memanfaatkan sistem injeksi yang secara langsung menuju ruang bakar serta rasio kompresi maka akan menghasilkan performansi mesin yang lebih optimal.

Kata kunci: metanol, sistem *dual fuel*, injeksi tekanan tinggi, satu silinder, rasio kompresi

Halaman ini sengaja dikosongkan

ANALYSIS OF COMPRESSION RATIO EFFECTS IN SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE WITH DIESEL METHANOL DUAL FUEL (DMDF) SYSTEM

By : Gusma Hamdana Putra
Student Identity Number : 04211650010007
Supervisor : Ir. Aguk Zuhdi M. Fathallah., M.Eng., Ph.D.
Dr. I Made Ariana, S.T., M.T.

ABSTRACT

The problems of fossil fuel source are increasingly thinning encouraging researchers to develop a renewable fuels. Methanol is one of the fuel with low emission characteristics. This is indicated by the application of methanol fuel with dual fuel method both land transportation and sea transportation. By using the energy ratio between the two fuels, methanol is injected through the inlet port. However, this system has a weaknesses due to methanol has high evaporation rate that it requires other treatments to improve the combustion efficiency. One of the innovations that have been studied to improve the combustion efficiency is high pressure injection. HPI is a fuel injection system that is injected directly into combustion chamber. By increasing the pressure and the ratio of fuel, the energy and combustion produced can reach optimum. This study discusses the influence of variation of compression ratio on the performance of single cylinder diesel engine. Methanol fuel is injected directly into the combustion chamber along with the diesel fuel injected as a pilot. The ratio of the two fuels (Methanol Subtitution Ratio) is also varied in the form of energy. With the variations of compression ratio, the performance engine is changing. Higher compression ratio is able to produce the higher torque, BMEP, power and lower SFC with 2% up to 4%. Then, increasing methanol ratio injected produce optimal performance with the higher compression ratio engine. This condition changes the performance up to 2%. So by utilizing the injection system that directly into the combustion chamber and increase the compression ratio will result in a more optimal engine performance.

Keywords: methanol, dual fuel system, high pressure injection, single cylinder, compression ratio

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
GAMBAR TABEL	xi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	3
1.3. Tujuan Penelitian	3
1.4. Batasan Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Metanol sebagai Bahan Bakar	5
2.2. <i>Dual Fuel System</i>	6
2.3. <i>Simulations of Engine Performance & Fluid Flow</i>	10
2.3.1. Dasar teori <i>software engine performance</i>	11
2.3.2. Dasar teori <i>software fluid flow</i>	15
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	17
3.1. <i>State of the Art</i> (Studi Literatur)	18
3.2. <i>Reverse Engineering</i>	18
3.3. Validasi <i>Engine Setup</i> Simulasi & Eksperimen	19
3.4. Perencanaan <i>Diesel Methanol Dual Fuel</i> (DMDF)	20
3.5. Pengambilan Data	20
3.6. Pembahasan & Evaluasi	21
BAB IV HASIL & PEMBAHASAN	23
4.1. <i>Reverse Engineering</i> Yanmar TF-85	23
4.2. Pengaturan <i>Engine Setup</i> pada <i>Software</i>	24
4.3. Perencanaan <i>Diesel Methanol Dual Fuel</i> (DMDF)	32
4.3.1. Perhitungan Rasio Kompresi	32
4.3.2. Stoikiometri Bahan Bakar	34
4.3.3. Perhitungan <i>Methanol Substitution Rasio</i> (MSR)	40

4.3.4.	<i>Running Uji Simulasi Engine Performance</i>	43
4.3.5.	<i>Running Uji Simulasi Fluid Flow</i>	52
4.3.6.	Korelasi antara Uji Simulasi <i>Engine Performance</i> dan <i>Fluid Flow</i>	63
BAB V KESIMPULAN & SARAN		67
5.1.	Kesimpulan	67
5.2.	Saran	68
DAFTAR PUSTAKA		69
LAMPIRAN		73
(1)	Perhitungan Volume <i>Intake Port</i>	73
(2)	Menghitung <i>Mass Air</i>	74
(3)	Menghitung <i>Air Volumetric Efficiency</i>	75
(4)	Perhitungan massa laju bahan bakar	76

DAFTAR GAMBAR

Gambar II.1. Proses Pembuatan Metanol.....	5
Gambar II.2. Daerah Operasi DMDF.....	9
Gambar III.1. Bagan Metodologi Penelitian	17
Gambar IV.1. Desain Mesin Mode <i>Dual Fuel</i>	23
Gambar IV.2. Diagram Sistem Mode Diesel	25
Gambar IV.3. Kurva Perbandingan <i>In-Cylinder Pressure</i>	27
Gambar IV.4. Kurva Perbandingan BMEP.....	28
Gambar IV.5. Kurva Perbandingan Torsi	28
Gambar IV.6. Kurva Perbandingan SFC	29
Gambar IV.7. Kurva Perbandingan IMEP	29
Gambar IV.8. Kurva Perbandingan FMEP	30
Gambar IV.9. Kurva Perbandingan Selisih Torsi & SFC	30
Gambar IV.10. Kurva Perbandingan Selisih BMEP, FMEP & IMEP.....	31
Gambar IV.11. Diagram sistem mesin mode <i>duel fuel</i>	43
Gambar IV.12. Kurva perbandingan rasio kompresi terhadap SFC	44
Gambar IV.13. Kurva perbandingan rasio kompresi terhadap torsi	45
Gambar IV.14. Kurva perbandingan rasio kompresi terhadap daya.....	46
Gambar IV.15. Kurva perbandingan rasio kompresi terhadap BMEP.....	47
Gambar IV.16. Kurva perbandingan rasio kompresi terhadap efisiensi pembakaran	47
Gambar IV.17. Kurva perbandingan MSR terhadap SFC.....	49
Gambar IV.18. Kurva perbandingan MSR terhadap BMEP	50
Gambar IV.19. Kurva perbandingan MSR terhadap torsi.....	51
Gambar IV.20. Kurva perbandingan MSR terhadap efisiensi pembakaran.....	51
Gambar IV.21. View pengaturan pada <i>Fluid Flow Simulation</i>	53
Gambar IV.22. <i>Fuel particle traces velocity</i> (vertikal) pada derajat 334 ⁰ dan 364 ⁰	54
Gambar IV.23. <i>Fuel particle traces velocity</i> (vertikal) pada derajat 374 ⁰ , 386 ⁰ dan 406 ⁰	55

Gambar IV.24. <i>Fuel particle traces velocity</i> (vertikal) pada derajat 462 ⁰ , 466 ⁰ dan 479 ⁰	56
Gambar IV.25. <i>Fuel particle traces temperature</i> (horizontal) pada derajat 334 ⁰ dan 364 ⁰	57
Gambar IV.26. <i>Fuel particle traces temperature</i> (horizontal) pada derajat 374 ⁰ , 386 ⁰ dan 408 ⁰	58
Gambar IV.27. <i>Fuel particle traces temperature</i> (horizontal) pada derajat 414 ⁰ , 432 ⁰ dan 479 ⁰	59
Gambar IV.28. <i>Contours of static temperature</i> (horizontal) pada derajat 290 ⁰ , 310 ⁰ dan 330 ⁰	60
Gambar IV.29. <i>Contours of static temperature</i> (horizontal) pada derajat 340 ⁰ , 399 ⁰ dan 394 ⁰	61
Gambar IV.30. <i>Contours of static temperature</i> pada derajat 400 ⁰ dan 409 ⁰	62
Gambar IV.31. Kurva <i>in-cylinder temperature</i> pada <i>software engine performance</i>	63
Gambar IV.32. Kurva <i>in-cylinder temperature</i> pada <i>software fluid flow</i>	64
Gambar IV.33. Kurva <i>in-cylinder pressure</i> pada <i>software engine performance</i> ..	65

GAMBAR TABEL

Tabel II.1. Beberapa Optimalisasi Mesin Diesel serta Hasilnya.....	7
Tabel II.2. Perbandingan Karakteristik Bahan Bakar	8
Tabel III.1. Spesifikasi Mesin Diesel.....	18
Tabel III.2. Spesifikasi Injektor	18
Tabel III.3. Geometri Komponen Mesin.....	19
Tabel IV.1. Material Bahan Bakar	34
Tabel IV.2. Massa Molar & Reaksi Pembakaran Gugus Kimia	34
Tabel IV.3. Spesifikasi untuk penentuan MSR.....	41

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Pemanasan global yang semakin luas (Hughes *et al.*, 2016), berkurangnya cadangan minyak bumi (fosil) (Sayin *et al.*, 2009) serta semakin ketatnya aturan mengenai batas ambang emisi (Andersson and Salazar, 2015) telah mendorong banyak pihak untuk beralih dari bahan bakar minyak (fosil) pada bahan bakar alternatif. Metanol termasuk salah satu bahan bakar alternatif yang menjadi topik para peneliti untuk terus dikembangkan (Bechtold and Timbario, 2007; Bertau *et al.*, 2014). Hal ini dikarenakan bahan baku pembuatan metanol seperti natural gas, batu bara, kayu, biomas pertanian dan sintesis hidrogen yang mudah didapat serta diproduksi sehingga berpotensi untuk diaplikasikan pada mesin diesel (Zhen and Wang, 2015). Selain itu metanol juga memiliki kadar oksigen yang tinggi serta kadar sulfur yang rendah (Hughes *et al.*, 2016) yang mampu mereduksi emisi seperti *Nitrogen Oxide (NOx)*, *Partikulate Matter (PM)* serta *Soot Emission* dari hasil pembakaran (Li, Zhang and Li, 2016).

Mesin diesel telah banyak diaplikasikan baik dalam skala kecil hingga besar. Pada skala menengah kebawah seperti industri kecil dan transportasi umum, mesin diesel terus menunjukkan perkembangan dengan tujuan performansi optimal serta gas buang yang ramah lingkungan (Salykin *et al.*, 2017). Perkembangan mesin diesel yang menggunakan bahan bakar alternatif metanol sampai saat ini terus menunjukkan adanya peningkatan (Zhen and Wang, 2015). Beberapa cara untuk menerapkan bahan bakar tersebut pada mesin diesel, seperti metode blending, metode fumigasi (Li *et al.*, 2016) serta metode dual fuel emulsi (Wei *et al.*, 2017). Dari beberapa metode tersebut memiliki kelebihan dan kekurangan masing-masing. Pada metode blending, kedua bahan bakar sulit untuk homogen karena pada dasarnya tidak bisa tercampur dan butuh adanya zat aditif untuk mencapai homogen (Sayin, Ozsezen and Canakci, 2010; Li, Zhang and Li, 2016). Kemudian, dengan metode fumigasi yaitu penginjeksian metanol pada *intake manifold*, metanol yang memiliki kalor uap laten yang tinggi dapat mereduksi temperatur ambient di saluran

intake sehingga meningkatkan kadar *Metanol Subtitution Ratio* (MSR) yang berakibat sulit untuk digunakan saat kondisi mesin dingin khususnya proses starting serta berpotensi misfire akibat temperatur dalam silinder yang menurun (Sayin et al., 2009; Li, Zhang and Li, 2016; Chen et al., 2017; Wei et al., 2017).

Dari beberapa metode diatas telah diteliti serta dilakukan proses *Trial-Error* untuk mencapai hasil pembakaran, performansi serta emisi gas buang yang lebih optimal. Salah satu tempat para peneliti melakukan penelitian metanol yaitu di *State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, China* tentang optimalisasi metanol pada mesin diesel dengan beberapa parameter seperti *Mass Feaction, Energy Fraction, Subtitution Ratio, Spray & Atomizing, EGR, Injection Pressure, Injection Quantity, Injection Timing* dan masih banyak lagi. Hal ini mendorong para peneliti lain untuk terus mengembangkan cara agar metanol mampu digunakan secara optimal. Adanya salah satu hasil penelitian yang melatarbelakangi penelitian ini yaitu penggunaan pilot injeksi pada mesin diesel satu silinder (Fang et al., 2008). Dari hasil penelitian ini menunjukkan bahwa pengaruh kalor uap laten pada pendinginan mesin khususnya beban rendah mampu direduksi karena efek dari tekanan injeksi metanol yang langsung ke dalam ruang bakar sehingga mampu meningkatkan temperatur dalam ruang bakar. Selain itu juga mampu mereduksi potensi terjadinya misfire serta mampu meningkatkan proses oksidasi yang berdampak teredkusinya emisi hidokrabon serta karbon monoksida (Zou et al., 2008; Ying et al., 2010; Chen, C. Yao, et al., 2017; Wei et al., 2017). Dari beberapa penelitian tentang metanol yang telah dilakukan belum ada penelitian yang menganalisa mengenai pengaruh rasio kompresi dari mesin diesel satu silinder *existing* yang di modifikasi menjadi mesin diesel dual fuel.

Oleh karena itu, penelitian ini menganalisa perubahan performansi dengan perubahan sistem bahan bakar dari mode konvensional menjadi mode bahan bakar ganda (*Dual Fuel*). Sistem tersebut menggunakan bahan bakar metanol dengan penginjeksian langsung dalam ruang bakar mesin. Dari sistem tersebut diberikan perlakuan yaitu rasio kompresi. Sistem ini direncanakan menggunakan simulasi yang divalidasikan dengan hasil eksperimen. Adanya penambahan variasi yaitu perbandingan energi bahan bakar atau *Methanol Substituion Ratio* (MSR). Dengan metode tersebut dihasilkan performansi yang dibahas pada bab selanjutnya.

1.2. Perumusan Masalah

Modifikasi merupakan proses mengubah kondisi awal dengan memberikan beberapa tambahan dengan tujuan memberikan hasil yang lebih baik. Mesin diesel dimodifikasi menjadi bahan bakar ganda yaitu metanol dan diesel (*Diesel Methanol Dual Fuel / DMDF*). Untuk mendapat hasil yang optimal, perlu ada perencanaan desain. Oleh karena itu, beberapa permasalahan terkait teknis ditetapkan dibawah ini:

- a. Dengan HPI, dimana peletakan injektor metanol dan derajat kemiringan injektor tersebut?
- b. Untuk mencapai pembakaran dan daya optimal, berapa perbandingan energi bahan bakar antara diesel dengan metanol?
- c. Dengan adanya penambahan variasi rasio kompresi, seberapa besar efek terhadap performansi mesin tersebut?

1.3. Tujuan Penelitian

Dalam menyatakan hasil penelitian perlu adanya bukti atau data otentik yang harus ditampilkan, baik hasil dari metode simulasi, maupun dari eksperimen. Dalam penelitian ini, metanol yang diinjeksikan secara langsung pada ruang bakar mesin akan disimulasikan serta dianalisa performansinya. Beberapa parameter digunakan untuk menentukan hasil tersebut diantaranya rasio kompresi, rasio energi bahan bakar, beban serta putaran. Untuk mencapai target, diperlukan perencanaan ulang (*redesain*) kompartemen bahan bakar guna adanya penambahan injektor metanol. Parameter tersebut memiliki beberapa tujuan untuk menjawab perumusan masalah yang diusulkan. Adapun tujuannya diantaranya adalah sebagai berikut:

- a. Melakukan desain kompartemen ruang bakar untuk mengetahui posisi injektor metanol.
- b. Mengetahui perbandingan energi bahan bakar antara diesel dan metanol yang optimal.
- c. Mengetahui pengaruh rasio kompresi terhadap performansi mesin.

1.4. Batasan Penelitian

Penelitian yang saling berkaitan satu sama lain perlu untuk dibatasi. Hal ini dikarenakan waktu yang diberikan terbatas sehingga tidak semua aspek penelitian dilakukan. Oleh karena itu, batasan penelitian ini diantaranya adalah:

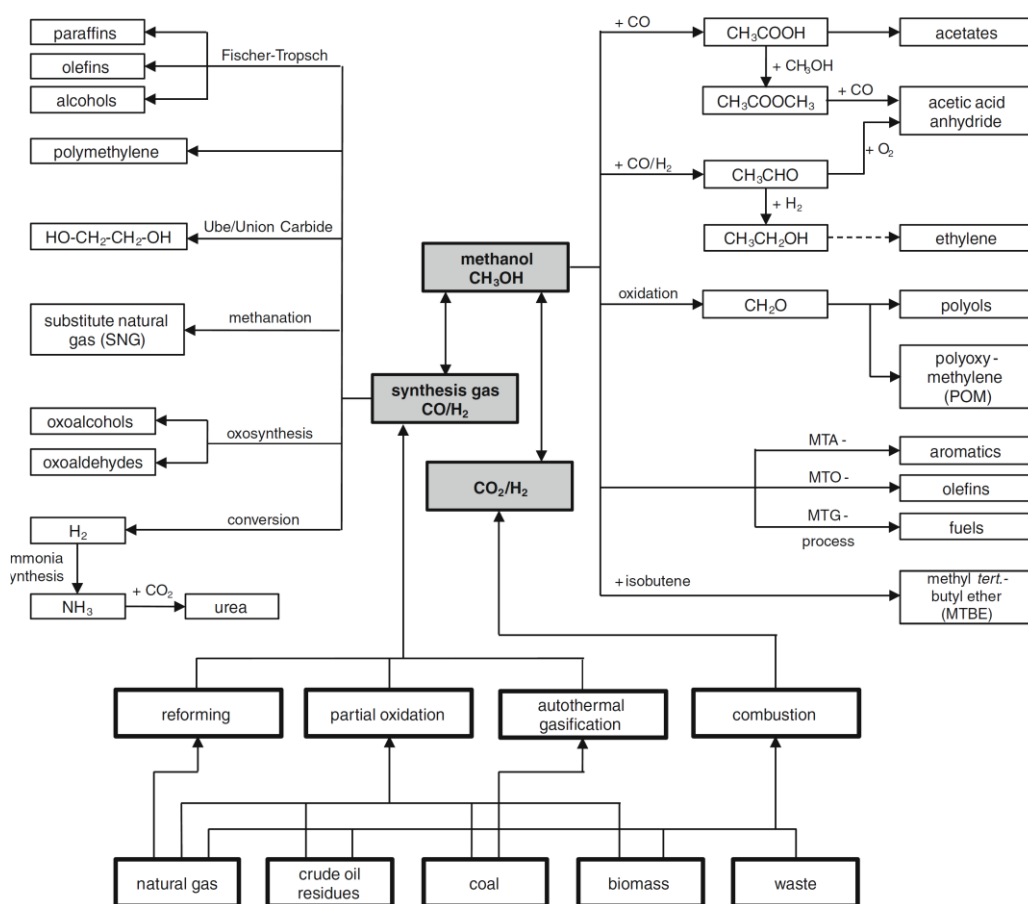
- a. Perencanaan desain yang dilakukan, tidak melibatkan baik desain total mesin, namun hanya kompartemen ruang bakar dengan dimensi sesuai mesin. Selain itu, penentuan peletakan lokasi, derajat kemiringan serta tekanan yang mengacu pada ruang kosong *cylinder head* dan spesifikasi injektor diesel.
- b. Validasi terkait *engine setup* mesin yang belum di modifikasi, dengan membandingkan hasil performansi antara simulasi dengan eksperimen, guna mendapatkan *setup* yang tepat dalam simulasi.
- c. Penentuan *injection timing* untuk metanol yang merujuk pada referensi penginjeksian metanol dengan metode fumigasi. Hal ini dikarenakan perlu studi tingkat lanjut dalam penentuan *injection timing* bahan bakar tersebut.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Metanol sebagai Bahan Bakar

Potensi sumber fosil sebagai dasar dari produksi bahan bakar yang semakin menipis, menggugah para peneliti untuk melakukan penelitian dan inovasi dalam menciptakan bahan bakar alternatif (Zhen and Wang, 2015). Metanol adalah salah satu bahan bakar alternatif yang berpotensi sebagai *Renewable Energy* karena dalam produksi-nya, metanol dapat dibuat dari berbagai macam bahan baku seperti *Coal, Lignite, Biomass, Woods, Heavy Oil, Natural Gas* dan *Oil Residues* (Hughes *et al.*, 2016).



Gambar II.1. Proses Pembuatan Metanol

Sumber: *Book of Methanol: The Basic Chemical & Energy Feedstock of the Future*, 2014

Salah satu teknologi pembuatan metanol dari bahan baku baik dari fosil atau energi terbarukan yaitu proses sintesis gas, yang memiliki beberapa metode seperti melalui sintesis gas dengan proses *gasification*, sintesis gas dengan proses *steam reforming*, sintesis gas dengan proses *combined reforming* serta sintesis gas dengan *autothermal catalytic reforming* (Bertau *et al.*, 2014)(Bertau *et al.*, 2014)(Bertau *et al.*, 2014)(Bertau *et al.*, 2014)(Bertau *et al.*, 2014)(Bertau *et al.*, 2014). Penggunaan metanol sebagai bahan bakar telah diteliti dan diterapkan di kawasan eropa sejak tahun 1980-an. Metanol yang aplikasikan pada transportasi darat dicontohkan dengan penggunaan bahan bakar tersebut sebagai bahan bakar pengganti dari mesin otto khususnya pada kendaraan balap (*racing*), karena memiliki karakteristik yang berbeda (sulit untuk terbakar karena kalor laten tinggi), sehingga menghasilkan panas radiasi yang lebih kecil, menghasilkan gas buang yang tidak berwarna, rendah emisi dan menunjang aspek keselamatan (Bertau *et al.*, 2014). Selain itu, metanol juga diaplikasikan pada transportasi laut seperti halnya pada kapal *Stena Germanica*, kapal buatan Negara Polandia yang menggunakan metode dua bahan bakar atau *dual fuel* (Haraldson, 2015). Kapal tersebut menggunakan metanol dikarenakan memiliki kelebihan yang diantaranya karena karakteristik emisi yang rendah, mudah dalam produksi, tidak membutuhkan regasifikasi, berubah seketika menjadi non-toxic ketika bercampur dengan air (kondisi bahan bakar tumpah) (MAN Diesel & Turbo, 2014). Sehingga dari beberapa kelebihan, metanol merupakan satu dari bahan bakar yang berpotensi dikembangkan hingga saat ini.

2.2. Dual Fuel System

Mesin diesel, motor bakar yang memiliki nilai efisiensi terbesar dari motor bakar lainnya, yang seiring berjalannya waktu terus menunjukkan perkembangan yang signifikan. Penggunaan mesin diesel tidak hanya pada kendaraan namun juga pada lingkup perindustrian. Hal ini dikarenakan, selain memiliki nilai efisiensi yang tinggi, mesin diesel memiliki daya tahan dan tenaga yang besar (Li, Zhang and Li, 2016). Namun, mesin ini juga memiliki efek yang buruk khususnya pada kualitas gas buang. Terbukti mesin diesel memproduksi gas *Nitrogen Oxide (NOx)* dan *Smoke Emission* yang lebih besar dibanding mesin lainnya. Beberapa penelitian

telah dilakukan dengan tujuan untuk mereduksi gas emisi tanpa mengurangi kinerja mesin untuk menghasilkan performansi tetap optimal. Pada Tabel II.1 dibawah, dapat dilihat beberapa hasil penelitian optimasi dari kinerja mesin diesel.

Tabel II.1. Beberapa Optimalisasi Mesin Diesel serta Hasilnya

Parameter	NO _x	HC / CO	Soot	BSFC	Noise
Retarded Start of Injection	+	-	-	-	+
Exhaust Gas Recirculation	+	-	-	-	+
Cooled EGR	+	-	+	+	0
Supercharging	-	+	+	+	0
Intercooling	+	-	+	+	0
Pilot Injection	0	+	-	0	+
Added Post-Injection	+	0	+	-	0
Injection Pressure Increase	0	+	+	+	0
Lower Compression Ratio	+	-	+	0	-

Simbol: (+): Tereduksi; (-): Meningkatkan; (0): Tidak Ada Perubahan

Sumber: *Handbok of Diesel Engine, 2010*

Perkembangan mesin diesel yang terus berjalan dapat dilihat dari beberapa penelitian, seperti pada perkembangan bahan bakar ganda menggunakan gas atau yang disebut *Dual Fuel Natural Gas*. Penggunaan sistem ini telah diterapkan sejak perang dunia ke-2 berakhir. Hal ini dikarenakan permintaan bahan bakar dari fosil yang meningkat, bersamaan dengan ketersediaan sumber daya alam untuk bahan bakar fosil yang menurun menyebabkan harga yang meningkat. Selain itu, sejalan dengan adanya perkembangan *electric power generation* untuk sektor transportasi yang menjadi pokok berkembangnya sistem *dual fuel* ini (Ghazi, 2015).

Awalnya, penggunaan sistem bahan bakar ganda pada mesin diesel melalui beberapa metode, seperti fumigasi dan percampuran (*Blending*). Fumigasi adalah proses injeksi bahan bakar gas pada saluran masuk udara sebelum ke ruang bakar. Percampuran terjadi ketika bahan bakar diesel (*Diesel Fuel*) dicampur pada bahan bakar lain (*liquid*) dan diinjeksikan ke dalam mesin (An, Yang and Li, 2015; Li, Zhang and Li, 2016). Dapat dilihat pada Tabel II.2, meskipun metanol memiliki karakteristik berbeda, tetapi masih bisa digunakan pada mesin diesel dengan metode fumigasi dan percampuran (Yao, Pan and Yao, 2017). Namun dari metode tersebut, hasil yang didapatkan belum optimal.

Tabel II.2. Perbandingan Karakteristik Bahan Bakar

Fuel Propeties	Units	Methanol	Diesel
Structure*	-	CH ₃ OH	Average C ₁₄ H ₃₀
Molecular Weight*	g	32,04	198,4
Low Heating Value (LHV) *	(MJ/kg)	15,8	35,6
Boiling Point*	(°C)	64,7	124 – 400
Research Octane Number (RON) *	-	109	< 0
Solubility in Water at 25 °C*	(wt%)	Miscible	Negligible
Specific Gravity at 20 °C*	(°C)	0,792	0,81-0,89
Cetane Number**	-	3 – 5	≥ 49
Density at 20 °C**	(kg/m ³)	790	830
Viscosity at 20 °C**	(mPa.s)	0,59	2,8
Autoignition Temperature**	(°C)	450	≥ 250
Latent Heat of Evaporation**	(kJ/kg)	1110	250
Content of C**	(wt%)	38	86
Content of H**	(wt%)	12	13
Content of O**	(wt%)	50	-
Content of S**	(wt%)	0	50

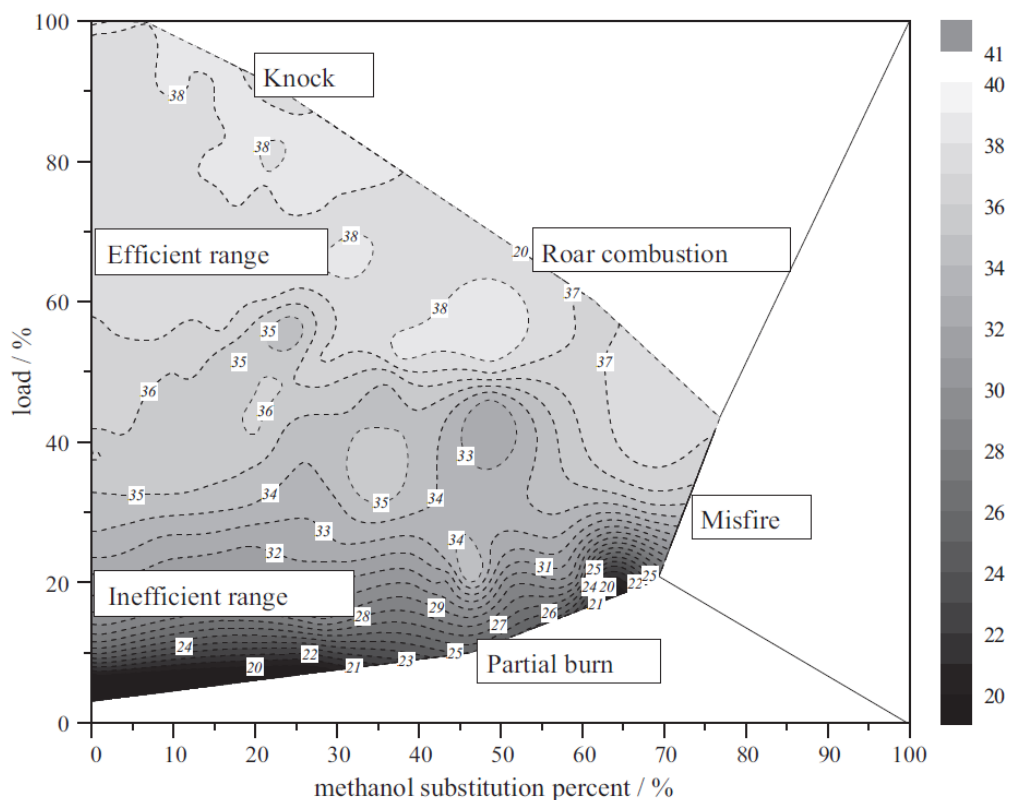
* (Yao, Pan and Yao, 2017) (Yao, Pan and Yao, 2017) / ** (Li, Zhang and Li, 2016) (Li, Zhang and Li, 2016)

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, metanol memiliki pengaruh pada kinerja mesin. Salah satunya yaitu kondisi starting awal yang sulit dikarenakan karakteristik metanol yaitu tingginya kalor laten. Metanol yang berasal dari zat cair (*liquid*) ketika diinjeksikan pada saluran udara masuk (*Intake Port*) akan langsung menurunkan temperatur ambien, sehingga kemampuan metanol untuk berevaporasi melambat, dan pembakaran tidak berjalan lancar bahkan berpotensi misfire (Chen, A. Yao, *et al.*, 2017a).

Beberapa cara untuk mengoptimalkan kinerja mesin dengan sistem bahan bakar *dual fuel* metanol terus dilakukan. Seperti penelitian yang dilakukan oleh (Pan *et al.*, 2015) dengan obyek yaitu variasi *intake air temperature*. Hasilnya menunjukkan bahwa variasi *intake air temperature* berpengaruh pada performansi mesin, seperti menurunnya *intake air temperature* mengakibatkan *ignition delay* semakin panjang dikarenakan tekanan dalam silinder kecil. Selain itu, emisi NO₂, CO, *Total Hydrocarbon (THC)* meningkat. Selain itu, penelitian dari (Chen, A. Yao, *et al.*, 2017a) dengan variasi *fuel temperature* juga dilakukan. Adapun hasil dari *fuel temperature* yang ditingkatkan yaitu ikut meningkatnya kecepatan *nozzle*,

mengakibatkan kavitasi didaerah *entrance of nozzle*, bahkan dapat meningkat menjadi *super-cavitation*.

Kemudian penelitian dengan obyek perbandingan jumlah metanol atau yang disebut *methanol substitution ratio (MSR)*, adapun hasil yang didapatkan besarnya rasio atau persentase energi metanol yang diinjeksikan kedalam *intake manifold* akan mempengaruhi kinerja mesin yang diantaranya tekanan dalam ruang bakar dan koefisien *peak pressure* yang juga ikut berubah (Chen *et al.*, 2016). MSR juga dipengaruhi oleh beban pada mesin. Seperti yang dilakukan oleh (Wang *et al.*, 2015), dimana MSR yang terlalu rendah dan terlalu tinggi akan memberikan gejala kerusakan pada mesin. Seperti MSR yang terlalu rendah akan mengakibatkan *roar combustion* dan *engine knock*, serta MSR yang terlalu tinggi mengakibatkan *extremly loud noise* dan *strong acoustic oscillation of in-cylinder pressure*. Hasil tersebut dapat dilihat pada Gambar II.2 dibawah ini.



Gambar II.2. Daerah Operasi DMDF

Sumber: Quangang Wang, 2014

Kemudian penelitian dari (Wei *et al.*, 2017), dimana MSR juga berpengaruh pada emisi. MSR dengan prosentase 50% berdampak pada tingginya emisi CO, HC, N₂O serta rendahnya emisi NO_x dan CO₂. MSR dengan prosentase 0% menghasilkan emisi yang berbanding terbalik dari MSR 50%. Sehingga dapat disimpulkan bahwa MSR sangat berpengaruh pada kinerja mesin.

Beberapa hasil penelitian diatas menjelaskan bahwa bahan bakar metanol yang digunakan dalam sistem *dual fuel* ini memiliki kekurangan khususnya pada metode fumigasi. Sehingga ada penelitian yang merubah metode tersebut menjadi *high pressure* yang definisinya adalah menginjeksikan *pilot fuel* dari metanol dalam ruang bakar bersamaan dengan injeksi *diesel fuel*. Dengan menggunakan *pilot fuel* telah dibuktikan bahwa mampu meningkatkan temperatur dan tekanan didalam *in-cylinder pressure* sebelum pembakaran terjadi dimana selanjutnya memicu proses oksidasi untuk terbakar sempurna yang bisa mereduksi emisi *hydrocarbon (HC)* (Zou *et al.*, 2008). Selain itu, *pilot fuel* juga memberikan pengaruh pada proses pembakaran, dimana proses tersebut menjadi lebih halus dengan *peak heat release* yang cenderung lebih rendah. Seperti yang dilakukan oleh (Wei *et al.*, 2017), hasil yang didapatkan dari penerapan *pilot fuel* yaitu dengan variasi MSR tinggi mampu menghasilkan pembakaran yang lebih stabil (Ishibashi and Tsuru, 2017). Selain itu, *pilot fuel* mampu mencegah terjadinya misfire dan meningkatkan pembakaran karena efek pendingin metanol yang menurun terhadap temperatur di *in-cylinder charge*.

2.3. Simulations of Engine Performance & Fluid Flow

Dalam melakukan penelitian, selain memiliki alur penelitian yang berdasar pada tinjauan pustaka juga harus memiliki dasar teori guna memperkuat gagasan yang melibatkan perhitungan ataupun analisis. Pada subbab ini menjelaskan tentang dasar teori dari pengujian yang menggunakan dua metode analisis serta melibatkan dua *software* analisis. Kedua *software* analisis tersebut yaitu *engine performance simulation* serta *fluid flow simulation*. Kedua *software* diatas memiliki karakteristik yang berbeda, sehingga memiliki dasar teori serta cara perhitungan yang berbeda.

Beberapa dasar teori terkait kedua *software* diatas dijelaskan pada subbab dibawah ini.

2.3.1. Dasar teori *software engine performance*

Dalam melakukan pengujian terkait *engine performance*, terdapat beberapa syarat mengenai pengaturan (*engine setup*) yang harus dilakukan. Seperti halnya pengaturan (*engine setup*) yang mengacu pada standar ISO atau *Germany Standard* (DIN). Terkait dengan penelitian ini, adapun acuan standar yang digunakan yaitu ISO TC-70 yang salah satunya adalah ISO 3046-3, dimana standar ini mengacu terkait pengaturan *engine performance test*. Berdasar pada standar ini, maka penelitian bisa dilakukan baik secara eksperimen maupun simulasi.

Pengaturan *engine performance* pada penelitian ini menggunakan metode simulasi dengan melibatkan dua *software* yaitu *engine performance* dan *fluid flow*. *Software engine performance* yaitu aplikasi yang digunakan sebagai pengujian terkait mekanik baik pada mesin maupun pembangkit. *Software* ini memiliki jenis pengujian yang berbeda-beda, tergantung pada tujuan dari obyek yang akan diambil. Pada penelitian ini, *software engine performance* akan diatur untuk menganalisis mesin diesel satu silinder dan menggunakan sistem dua bahan bakar langsung secara injeksi (*dual fuel*).

Dasar teori yang digunakan pada *software* yaitu formula mengenai *engine performance*. Beberapa dasar teori yang digunakan seperti formula untuk menentukan bentuk fluida baik udara maupun bahan bakar di dalam ruang bakar (*in-cylinder flow*), pertukaran panas di dalam ruang bakar (*in-cylinder heat transfer*), penginjeksian bahan bakar (*fuel injection*), model dari pembakaran (*combustion model*) serta friksi mesin (*engine friction*).

2.3.1.1. Bentuk fluida dalam ruang bakar (*in-cylinder flow*)

Dalam proses pembakaran antara udara dengan bahan bakar, bentuk pergerakan fluida sangat berpengaruh untuk menghasilkan pembakaran optimal dengan waktu yang telah ditentukan, seperti kecepatan serta intensitas fluida yang masuk. Kecepatan fluida yang masuk akan menentukan bentuk ulakan turbulensi ataupun laminar. Kecepatan fluida ini ditentukan oleh dua indikator yang diantaranya adalah *swirl* dan *tumble*. Pertama, *swirl* adalah bentuk ulakan fluida

yang masuk dalam ruang bakar dan dinotasikan dalam bentuk rasio (*swirl ratio*) [*D*]. Adapun persamaan dari *swirl ratio* adalah sebagai berikut:

$$D = \left(\frac{n_D}{n}\right)_m = \frac{1}{\pi} \int_{TMB}^{TMA} \frac{n_D}{n} \cdot \left(\frac{c_k}{c_m}\right)^2 d\vartheta \quad \dots\dots\dots(1)$$

Keterangan (Mollenhauer and Tschoeke, 2010):

- n_D = *vane speed*
- n = *speed*
- c_k = *instantaneous piston velocity*
- c_m = *mean piston velocity*

Sesuai prinsip persamaan diatas, *swirl* di *software engine performance* dinotasikan dengan koefisien (*swirl coefficient*) [*Cs*] dengan persamaan yaitu:

$$C_s = \frac{2 \times T_s}{\dot{m} \times U_{is} \times B} \quad \dots\dots\dots(2)$$

Keterangan:

- C_s = *swirl coefficient*
- T_s = *swirl torque*
- \dot{m} = *mass flow rate*
- U_{is} = *isentropic valve velocity*
- B = *cylinder bore*

Kedua, *tumble* juga memiliki pengertian yang sama dengan *swirl* dimana dinotasikan dengan koefisien (*tumble coefficient*) [*Ct*] dengan persamaan sebagai berikut:

$$C_t = \frac{2 \times T_t}{\dot{m} \times U_{is} \times B} \quad \dots\dots\dots(3)$$

Keterangan:

- C_t = *tumble coefficient*
- T_t = *tumble torque*
- \dot{m} = *mass flow rate*
- U_{is} = *isentropic valve velocity*
- B = *cylinder bore*

Persamaan diatas terdapat *isentropic valve velocity*, dimana memiliki persamaan sebagai berikut:

$$U_{is} = \sqrt{RT_o} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - P_R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(4)$$

Keterangan:

- R = *gas constant*
- T_o = *upstream stagnation temperature*
- γ = *specific heat ratio (1,4 for air at 300K)*

Dengan persamaan diatas, pengaturan *engine performance* pada simulasi ini dapat ditentukan dan dapat dilakukan pengambilan data.

2.3.1.2. Pertukaran panas pada ruang bakar (*in-cylinder heat release*)

Pertukaran panas yang terjadi dalam ruang bakar menjadi pengaruh utama dalam proses pembakaran. Pembakaran merupakan proses perubahan energi kimia antara udara dengan bahan bakar. Jumlah energi panas yang dihasilkan baik usaha maupun *losses* sama dengan jumlah energi kimia yang masuk ke dalam ruang bakar.

Pada *software engine performance*, proses pertukaran panas merujuk pada persamaan *woschni* [h_c], dimana persamaan tersebut dapat dilihat dibawah ini.

$$h_c \left[\frac{W}{m^2} \cdot K \right] = 3,26B[m]^{-0,2} \times p[kPa]^{0,8} \times T[K]^{-0,55} \times w[m/s]^{0,8} \dots\dots\dots(5)$$

Keterangan:

- h_c = *heat release coefficient*
- p = *instantaneous cylinder pressure*
- T = *temperature*
- w = *average cylinder gas velocity*

2.3.1.3. Penginjeksian bahan bakar (*fuel injection*)

Proses pembakaran yang terjadi di mesin juga dipengaruhi oleh penginjeksian bahan bakar. Penginjeksian tersebut dipengaruhi oleh kecepatan injeksi bahan bakar (*mass fuel rate*). Pada *Software engine performance* ini menggunakan perhitungan yang melibatkan *mass fuel rate* dimana dapat dilihat pada persamaan dibawah ini.

$$\dot{m}_{Delivery} = \eta_V \times \rho_{ref} \times N_{RPM} \times V_D \times \left(\frac{F}{A}\right) \times \left(\frac{6}{\#CYL \times Pulse}\right) \dots(6)$$

Keterangan:

- \dot{m} = *injector delivery rate (g/s)*
- η_V = *volumetric efficiency (fraction)*
- ρ_{ref} = *reference density for volumetric efficiency (kg/m³)*
- N_{RPM} = *engine speed*
- V_D = *engine displacement*
- F/A = *fuel/air ratio*
- $\#CYL$ = *number of cylinder*
- $Pulse$ = *injection duration*

Sehingga, ketiga dasar teori yang digunakan pada *software engine performance* dapat dilakukan dengan perhitungan secara otomatis dengan mengikutsertakan indikator baik spesifikasi mesin, bahan bakar hingga diagram sistem dari penelitian ini.

2.3.2. Dasar teori *software fluid flow*

Dalam melakukan pengujian yang menggunakan *software fluid flow*, terdapat beberapa metode yang dapat digunakan. Beberapa metode tersebut memiliki cara analisis yang berbeda-beda. Pada penelitian ini, inti analisis yang dilakukan yaitu melihat pengaruh pengaturan dual bahan bakar (*dual fuel*) dengan menggunakan metode *combustion simulation*. Didalam metode ini beberapa dasar teori digunakan seperti halnya *non-premix theories* yang terdiri dari *mixture fraction theory* dan *large eddy simulations* serta *premix theories* yaitu *C-equation*.

Pada *non-premix theories* terdapat beberapa teori yang digunakan pada penelitian ini yang diantaranya adalah *mixture fraction* dan *large eddy simulations* yang akan dijelaskan dibawah ini.

2.3.2.1. *Mixture fraction*

Secara teori, fluida yang masuk ke dalam ruang bahan bakar akan bercampur sesuai dengan komposisi, selanjutnya membentuk fraksi campuran (*mixture fraction*) [*f*]. Fraksi tersebut ditentukan pada persamaan fraksi massa atom atau yang disebut (*atomic mass fraction*), dimana persamaan dapat dilihat di bawah ini.

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,ox}}{Z_{i,fuel} - Z_{i,ox}} \dots\dots\dots(7)$$

Keterangan:

- Z_i = elemental mass fraction for element *i*
- *ox* = value at the oxidizer inlet
- *Fuel* = value at the fuel inlet

2.3.2.2. *Large eddy simulation (LES)*

Teori fluida lainnya yaitu fluida yang masuk ke dalam ruang bakar juga dipengaruhi oleh adanya bentuk turbulensi dari fluida itu sendiri. Istilah lain pada *software* yaitu *large eddy simulation (LES)*. Pada penelitian ini tidak akan membahas mengenai prinsip ini, akan tetapi akan dimodelkan dengan persamaan lain yang dapat dilihat pada persamaan dibawah ini.

$$\overline{f'^2} = C_{var} \times L_s^2 |\nabla \bar{f}|^2 \quad \dots\dots\dots(8)$$

Keterangan:

- C_{var} = constant
- L_s = subgrid length scale

Selanjutnya, pada *premix theories* terdapat beberapa teori yang digunakan pada penelitian ini, diantaranya adalah *C-equation*, *G-equation* serta *turbulent flame*, dimana dijelaskan dibawah ini.

2.3.2.3. *C-equation model theory*

Teori ini menjelaskan tentang proses perubahan bahan bakar dari reaksi yang tidak terbakar (*unburnt fuel*) menjadi reaksi terbakar yang (*burnt fuel*), dimana dinotasikan [C]. Reaksi ini menjelaskan pengaruh dari asumsi model dari kedua bentuk *flame* yaitu *laminar flame* dan *turbulence flame*. Adapun nilai itu ditentukan dengan nilai ambang antara 0 hingga 1. Ketika nilainya 0 maka disebut dengan kondisi *unburn state* akibat pengaruh *flames*, dan ketika nilainya 1 maka disebut dengan *burn state* akibat pengaruh *flames*. Akan tetapi, nilai tersebut tidak menjelaskan posisi dimana kondisi berada pada tengah *state* (*intermediet state*).

Adapun persamaan terkait *flame propagation* adalah sebagai berikut.

$$C = \frac{\sum_k \alpha_k (Y_k - Y_k^u)}{\sum_k \alpha_k (Y_k^{eq} - Y_k^u)} = \frac{Y_c}{Y_c^{eq}} \quad \dots\dots\dots(9)$$

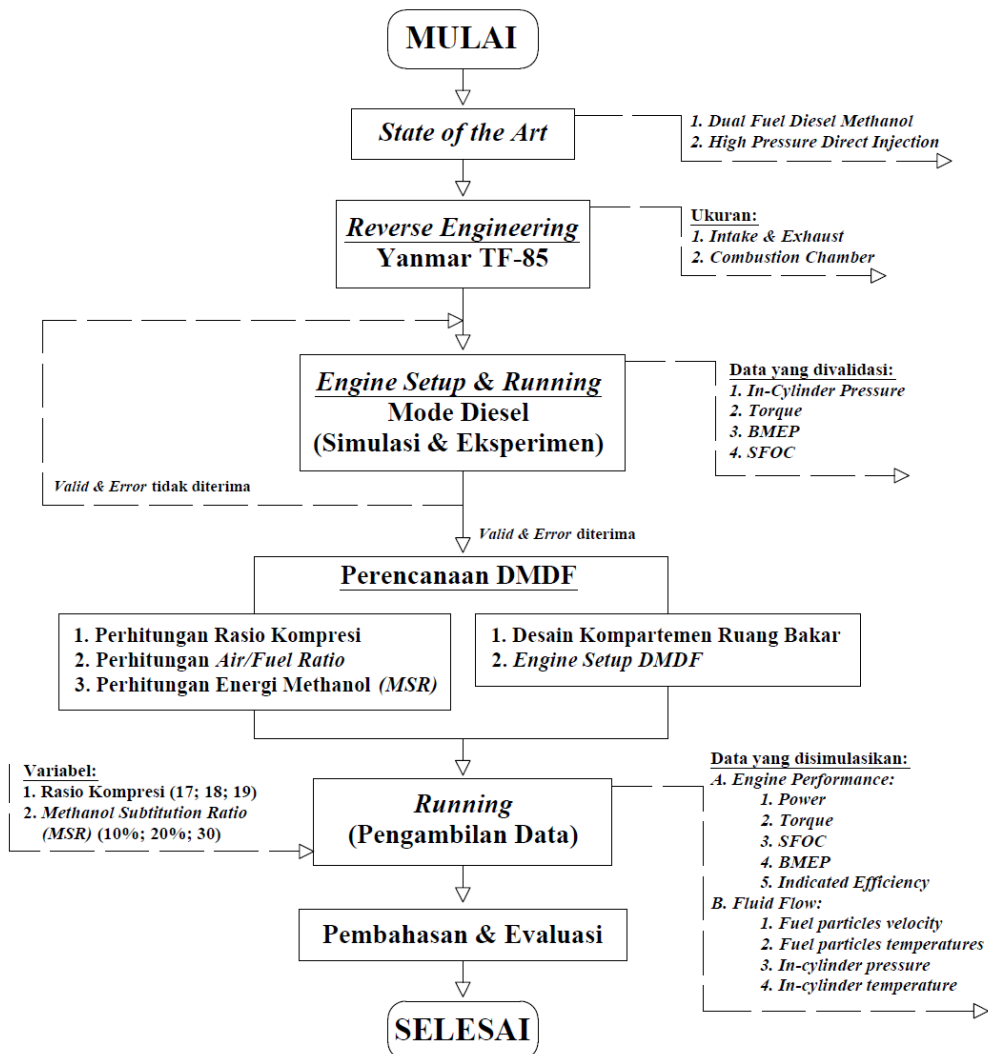
Keterangan:

- C = 0 \rightarrow mixture is unburnt
= 1 \rightarrow mixture is burnt
- α_k = constants
- Y_k = k^{th} species mass fraction
- u = unburnt reactant
- eq = chemical equilibrium

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Dalam merencanakan penelitian yang akan dilakukan, penting untuk membuat sebuah kerangka penelitian. Kerangka atau bisa disebut metodologi bertujuan untuk memberikan langkah pengerjaan yang cepat dan tepat dan hasil yang optimal. Oleh karena itu pada Gambar III.1 dibawah, akan dijelaskan mengenai langkah penelitian yang akan dilakukan.



Gambar III.1. Bagan Metodologi Penelitian

3.1. *State of the Art* (Studi Literatur)

Tahap ini merupakan proses dari studi literatur yang dilakukan untuk memperkuat dasar penelitian mesin diesel dengan sistem *dual fuel* berbahan bakar metanol. Hal ini dilakukan dengan tujuan mengetahui karakteristik baik mesin diesel maupun bahan bakar metanol serta teknologi *high pressure injection*. Pada Tabel III.1. dibawah ini adalah spesifikasi dari mesin diesel yang akan digunakan dalam penelitian.

Tabel III.1. Spesifikasi Mesin Diesel

Model	Spesifikasi Model
Nama Mesin	Yanmar TF-85
Tipe Mesin	DI, 4-stroke, <i>natural aspirated</i> , <i>water cooled</i>
Bore x Stroke (mm)	85 x 87
Volume Displasmen (cm ³)	493 cm ³
Rasio Kompresi	18:1
Jumlah Silinder	1
Daya Maksimum (kW)	6,2 kW/2200RPM

Sumber: *Yanmar Service Manual Serial TF*

Kemudian, untuk mendukung penelitian yang dilakukan selain mengetahui spesifikasi mesin juga perlu mengetahui spesifikasi dari injektor, hal ini bertujuan untuk mempermudah saat melakukan perhitungan laju bahan bakar pada masing-masing bahan bakar. Adapun spesifikasi injektor dapat dilihat pada Tabel III.2 di bawah ini.

Tabel III.2. Spesifikasi Injektor

Spesifikasi	Injektor Bahan Bakar Diesel
Model	<i>Yanmar Fuel Injection Pump Assy Type Bosch</i>
Tekanan	200 – 210 kg/cm ²
Jumlah Lubang <i>Nozzle</i>	4
Derajat <i>Spray</i>	150 ⁰

Sumber: *Yanmar Service Manual Serial TF*

3.2. *Reverse Engineering*

Tahap ini merupakan pengambilan data dimensi mesin guna perencanaan geometrinya. Cakupan geometri yang direncanakan diantaranya ruang bakar dan

kepala silinder mesin. Pengukuran terdiri dari *stroke* dan *bore*, *intake* dan *exhaust valve*, *injector* serta *inlet* dan *outlet port*. Dari ukuran tersebut, kemudian dilakukan perencanaan geometrinya. Adapun dimensi yang direncanakan dapat dilihat pada Tabel III.3 dibawah ini.

Tabel III.3. Geometri Komponen Mesin

Geometri Komponen	Dimensi Komponen
Diameter Saluran Udara Masuk (<i>Intake Port</i>)	40.44 mm
Diameter Saluran Udara Keluar (<i>Exhaust Port</i>)	40.10 mm
Panjang Saluran	59.70 mm
Temperatur & Tekanan Luar	26,85 °C & 1 Bar
Temperatur Dinding Saluran Masuk	80 °C
Temperatur Dinding Saluran Keluar	200 °C
Katup Udara Masuk Terbuka (IVO)	700°
Katup Udara Masuk Tertutup (IVC)	295°
Katup Udara Keluar Terbuka (EVO)	465°
Katup Udara Keluar Tertutup (EVC)	60°
Kemiringan Injektor	20°

3.3. Validasi *Engine Setup* Simulasi & Eksperimen

Tahap ini adalah proses pengaturan masukan dan keluaran baik dari dimensi maupun indikator lain pada *software* simulasi guna menghasilkan performansi. Dari hasil yang didapatkan akan dilakukan validasi. Adapun acuan validasi adalah bentuk grafik yang sepadan dengan hasil dari eksperimen. Dikarenakan ada perbedaan pada instalasi seperti banyaknya hambatan di kondisi *real* mesin saat eksperimen, maka dari itu nilai error tidak digunakan. Adapun hasil performansi yang akan dilakukan validasi diantaranya adalah tekanan dalam silinder (*In-Cylinder Pressure*), torsi, tekanan hasil efektif (BMEP), tekanan gesekan (FMEP) serta konsumsi bahan bakar (SFC). Dari beberapa indikator yang divalidasi diatas, jika memiliki bentuk grafik yang sepadan maka bisa dikatakan pengaturan telah sesuai dan dapat dilanjutkan. Namun, jika tidak maka harus dilakukan pengaturan guna mendapatkan hasil yang sepadan.

3.4. Perencanaan *Diesel Methanol Dual Fuel* (DMDF)

Tahap ini merupakan perencanaan dari mesin diesel dengan menambahkan injektor metanol dalam ruang bakar. Dengan geometri yang telah didesain ulang, injektor metanol diposisikan sama seperti injektor diesel. Selain itu, model yang didesain antara injektor diesel dan metanol sama. Namun, terdapat perbedaan pada kedua injektor yakni terkait tekanan penginjeksian. Adapun tekanan injeksi yang diberikan metanol sebesar 500 bar (MAN Diesel & Turbo, 2014).

Proses selanjutnya yang dilakukan adalah menghitung besar *clearance* dari ruang bakar dengan variasi kompresi dan volume displasmen sebagai acuan utama dimensi mesin. *Clearance* masing-masing kompresi digunakan untuk pembandingan dari penelitian ini. Selain itu, menghitung stoikiometri dari bahan bakar diesel dan metanol. Stoikiometri digunakan untuk menentukan kesetimbangan energi bahan bakar. Kesetimbangan tersebut digunakan sebagai acuan dalam proses substitusi bahan bakar antara diesel dengan metanol. Sehingga, dari kesetimbangan tersebut dapat diketahui energi yang dibutuhkan metanol untuk menggantikan energi diesel. Energi bahan bakar metanol yang menggantikan energi bahan bakar diesel disebut dengan *Methanol Substitution Ratio* (MSR) (Chen, C. Yao, *et al.*, 2017).

3.5. Pengambilan Data

Tahap ini merupakan bagian inti dari penelitian, dimana hasil dari berbagai proses akan menjawab dari permasalahan dan hipotesis yang telah direncanakan. Untuk melakukan proses ini membutuhkan data perhitungan yang telah dilakukan pada perencanaan sebelumnya. Hasil perhitungan tersebut digunakan sebagai acuan serta masukan pada *software*.

Ada dua proses yang dilakukan dengan *software* yang berbeda. Kedua *software* tersebut melakukan uji terhadap performansi mesin dan terhadap bentuk visual bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar. Untuk uji performansi, *software* yang bersangkutan akan menghasilkan daya, torsi, konsumsi bahan bakar (SFC), tekanan hasil pembakaran (BMEP) serta efisiensi pembakaran (*Indicated Efficiency*). Sedangkan untuk uji visual, *software* yang bersangkutan akan menghasilkan bentuk visual bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar (*Fuel Flow*).

Pengujian dilakukan dengan melibatkan beberapa parameter inti, dimana parameter tersebut berfungsi sebagai pembanding dari obyek yang diteliti. Adapun parameter tersebut diantaranya adalah variasi rasio kompresi mesin serta variasi energi bahan bakar. Untuk variasi rasio kompresi diantaranya adalah rasio 16:1, 17:1, 18:1, 19:1 dan 20:1. Kemudian untuk variasi energi bahan bakar diantaranya adalah M10, M20, M30. Istilah yang digunakan untuk perbandingan energi adalah *Methanol Subtitution Rasio* (MSR).

3.6. Pembahasan & Evaluasi

Tahap ini merupakan proses analisis dari hasil pengujian simulasi. Proses ini meliputi mempelajari dan membandingkan hasil dari variabel. Perbandingan tersebut disajikan dalam bentuk grafik dan dilakukan validasi dengan hasil riset yang telah dilakukan sebelumnya, guna memperkuat hasil penelitian tersebut.

Halaman ini sengaja dikosongkan

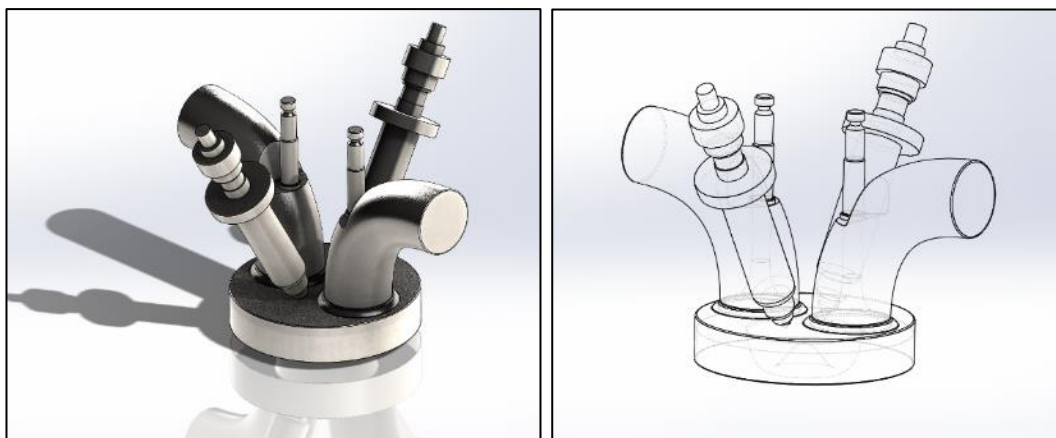
BAB IV

HASIL & PEMBAHASAN

Pada bab ini menjelaskan hasil pengujian yang telah dilakukan. Beberapa parameter dan perlakuan digunakan sebagai pembandingan, sehingga hasil tersebut dapat ditentukan melalui nilai yang paling optimal. Adapun alur dari penelitian yang dilakukan sesuai dengan metodologi penelitian yaitu menentukan *engine setup* simulasi dengan validasi antara hasil uji simulasi dengan hasil uji eksperimen, lalu menentukan parameter masukan seperti massa udara yang masuk ke dalam ruang bakar, efisiensi volumetrik udara yang masuk, laju massa bahan bakar, stoikiometri bahan bakar serta perbandingan energi. Penjelasan secara lengkap akan dijelaskan pada subbab di bawah ini.

4.1. *Reverse Engineering Yanmar TF-85*

Langkah awal pada penelitian ini yaitu *reverse engineering* atau melakukan pengukuran dimensi dari mesin Yanmar TF-85 untuk membuat desain ruang bakar yang dimodifikasi dengan injektor metanol. Adapun komponen yang dilakukan pengukuran dimensi untuk dibuat perencanaan diantaranya *intake port*, *exhaust port* dan *combustion chamber*. Hasil pengukuran dimensi dapat dilihat pada Gambar IV.1 dibawah ini.



Gambar IV.1. Desain Mesin Mode *Dual Fuel*

Proses *reverse engineering* melibatkan beberapa penentuan dengan kondisi yang terbatas, seperti penentuan lokasi injektor, sudut kemiringan injektor dan spesifikasi injektor. Penentuan lokasi injektor ditetapkan berdasarkan ruang terbuka *cylinder head* yang berpotensi diinstal, sudut kemiringan injektor yang disesuaikan dengan ruang *cylinder head* yaitu 30° dan spesifikasi injektor metanol yang merujuk pada mesin MAN B&W ME-LGI yaitu dengan tekanan 500 bar (MAN Diesel & Turbo, 2014).

4.2. Pengaturan *Engine Setup* pada *Software*

Engine Setup di penelitian ini merupakan proses pengaturan pada diagram sistem yang terdapat dalam *software*. Terdapat dua *software* yang digunakan dalam penelitian yang diantaranya adalah *Engine Performance Simulation* dan *Fluid Flow Simulation*. *Engine Performance Simulation* digunakan untuk menguji performansi serta *Fluid Flow Simulation* yang digunakan untuk menguji bentuk visual bahan bakar yang diinjeksikan dalam ruang bakar. Pada tahap ini menjelaskan pengaturan pada *Engine Performance Simulation*.

Pengaturan awal digunakan untuk proses validasi antara hasil performansi dari simulasi dengan membuat diagram sistem mesin diesel, kemudian menentukan masukan yang akan digunakan. Adapun masukan bisa didapatkan secara langsung dari spesifikasi mesin atau melalui perhitungan. Dalam pengaturan ini terdapat beberapa komponen yang membentuk sistem diagram, yang diantaranya sebagai berikut:

(1) Kondisi lingkungan (*inlet & output*)

Masukan yang diisi yaitu tekanan udara, temperatur, serta komposisi udara.

(2) Karakteristik pipa udara (*inlet port & output port*)

Masukan yang diisi yaitu diameter dan panjang pipa, komposisi udara serta material & temperatur pipa.

(3) Karakteristik katup (*valve*)

Masukan yang diisi adalah diameter katup, *clearence* katup, jarak pergerakan katup (*Valve Lift*) serta material & temperatur katup.

(4) Karakteristik injektor

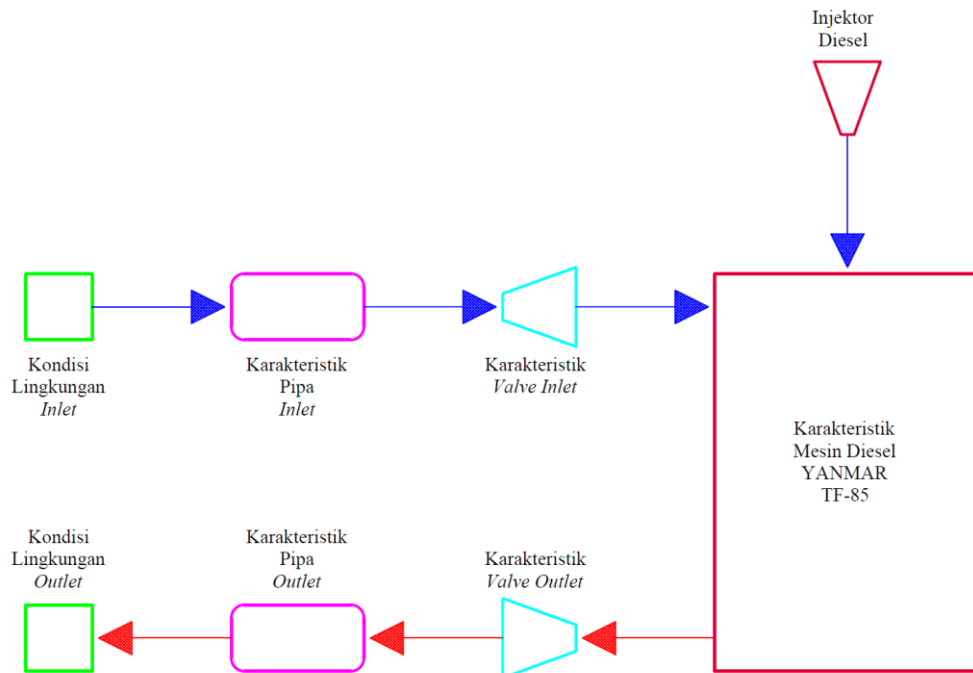
Masukan yang diisi adalah massa bahan bakar, *air-fuel ratio*, derajat injeksi, temperatur, fraksi bahan bakar, jumlah lubang serta tekanan injektor.

(5) Karakteristik silinder mesin

Masukan yang diisi adalah temperatur (*cylinder, head & piston*), *heat transfer*, bentuk ulakan fluida dan metode pembakaran.

(6) Karakteristik mesin

Masukan yang diisi adalah tipe mesin, geometri mesin, jumlah silinder dan *crank offset*.



Gambar IV.2. Diagram Sistem Mode Diesel

Berdasarkan karakteristik mesin, pengaturan yang ditetapkan pada simulasi ini dijelaskan dibawah ini:

(1) Kondisi Lingkungan

- a. Tekanan Udara = 1 bar (*In*); 1,5 bar (*Out*)
- b. Temperatur Udara = 35 °C (*In*); 45 °C (*Out*)
- c. Komposisi Udara = 21% O₂ + 79% N₂

(2) Karakteristik Pipa Udara

- a. Diameter Pipa = 40,44 mm (*In*); 38,44 mm (*Out*)
- b. Panjang Pipa = 59,70 mm (*In*); 152,70 mm (*Out*)
- c. Material Pipa = *Cast Iron*
- d. Temperatur Pipa = 76,35 °C (*In*); 140,35 °C (*Out*)

(3) Karakteristik Katup

- a. Diameter Katup = 32,5 mm
- b. *Clearence* Katup = [tergantung pada rasio kompresi]
- c. *Valve Lift* = 0,25 mm
- d. Material = *Cast Iron*

(4) Karakteristik Injektor

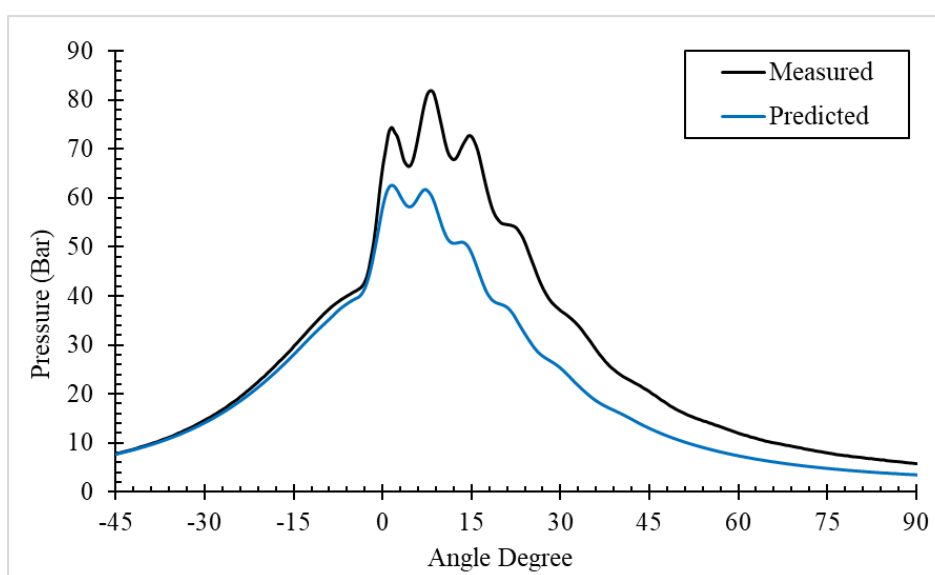
- a. Diesel = dapat dilihat pada Tabel 3.2
- b. Metanol
 - i. Tekanan = 500 bar
 - ii. Jumlah lubang = 4
 - iii. Derajat Spray = 150°

(5) Karakteristik Silinder Mesin

- a. Temperatur *Cylinder* = 200 °C
- b. Temperatur *Head* = 320 °C
- c. Temperatur *Piston* = 350 °C
- d. Piston Cup Diameter = 48,45 mm
- e. Piston Cup Depth = 15,7 mm

Beberapa parameter/masukan diatas dihubungkan hingga terbentuk diagram sistem. Adapun diagram sistem dapat dilihat pada Gambar IV.2 di atas. Kemudian untuk pengaturan *software* terkait dengan proses validasi hasil performansi dibagi menjadi 2 metode yang diantaranya yaitu *predictive combustion* dan *non-predictive combustion*. Metode *predictive combustion* digunakan untuk memprediksikan hasil performansi dengan merujuk bentuk pembakaran yang telah ada, dimana berfungsi sebagai acuan dalam validasi *engine setup*. Kemudian untuk metode *non-predictive combustion* digunakan dalam hal menganalisa performansi dengan masukan yang sesuai dengan mesin diesel.

Pada tahapan ini membahas mengenai pengaturan *engine setup* dengan dua metode diatas. Pertama, *predictive combustion* digunakan guna menghasilkan hasil prediksi *in-cylinder pressure*. Hasil tersebut divalidasi dengan hasil *in-cylinder pressure* dari hasil eksperimen. Terdapat perbedaan diantara kedua metode yang digunakan dalam analisis performansi. Perbedaan kedua metode tersebut terletak pada pengaturan masukan/inputan guna menghasilkan data. Adapun hasil yang didapatkan dari pengaturan dengan metode *prediction combustion* yaitu grafik *in-cylinder pressure* antara hasil eksperimen (*measured*) dengan hasil simulasi (*predicted*) yang dapat dilihat pada Gambar IV.3 dibawah ini.

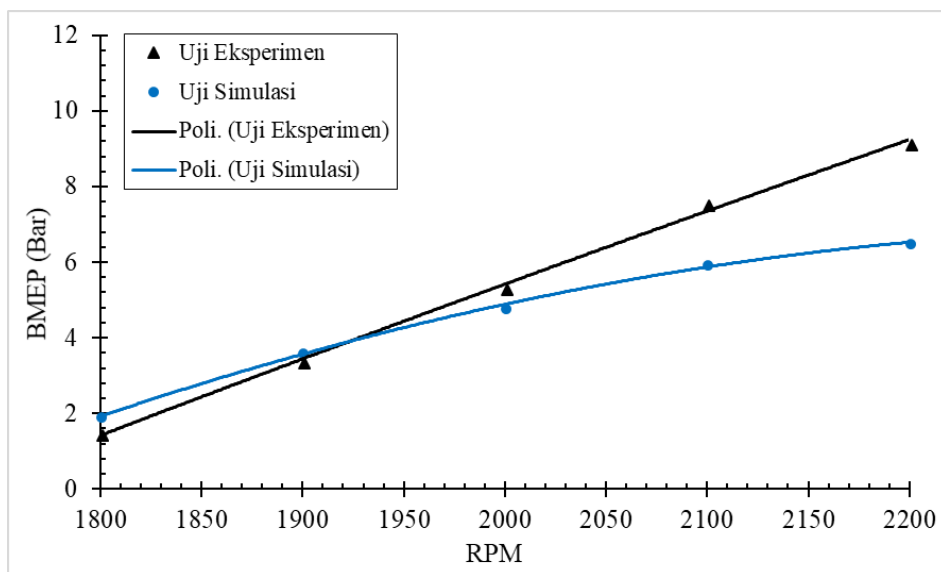


Gambar IV.3. Kurva Perbandingan *In-Cylinder Pressure*

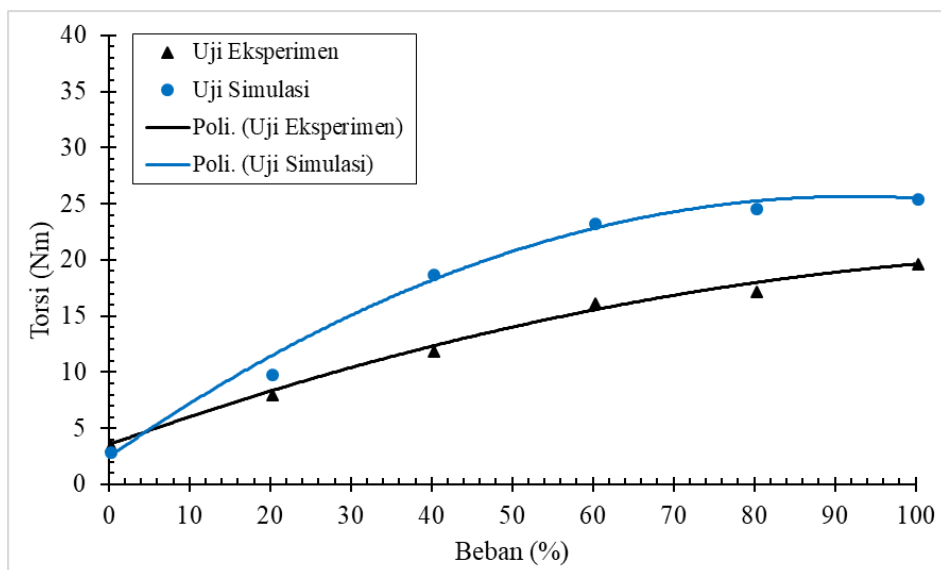
Gambar diatas merupakan kurva *in-cylinder pressure* antara hasil dari uji eksperimen dengan hasil dari uji simulasi. Hasil tersebut menunjukkan bahwa kurva dari hasil uji eksperimen lebih tinggi dibanding hasil dari uji simulasi. Hipotesis awal dari hasil diatas adalah pengaruh dari hambatan (*resistance*) dari pembakaran uji eksperimen yang lebih besar dibandingkan dengan uji simulasi. Hipotesis yang digagas diantaranya adalah hambatan yang disebabkan oleh gesekan (*friction*) dari dalam ruang bakar. Namun, hal ini perlu untuk di koreksi kebenarannya.

Berdasarkan hasil *in-cylinder pressure* diatas, langkah validasi selanjutnya adalah pengujian dengan metode *non-prediction combustion*. Dengan masukan dari spesifikasi mesin serta perhitungan manual (volume udara hisap masuk optimal, *air*

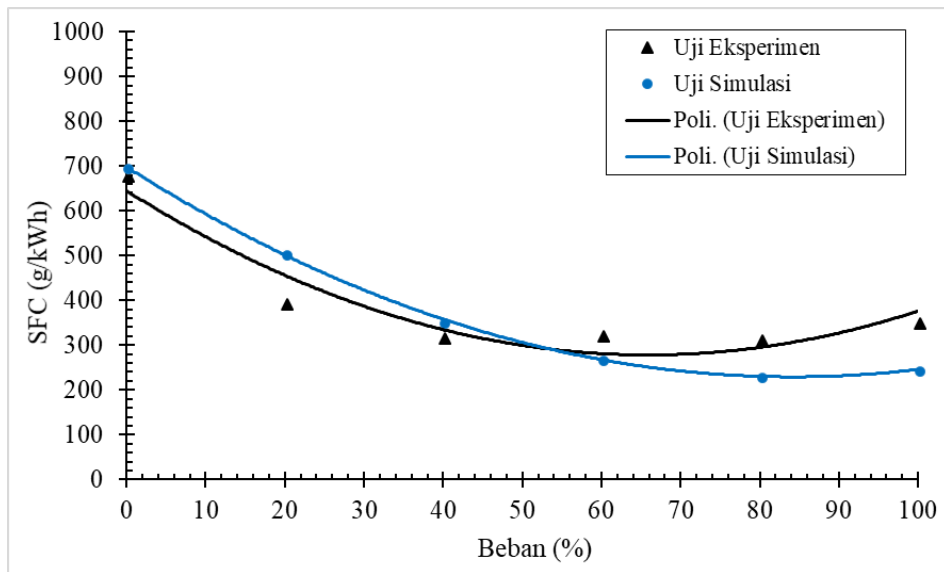
volumetric efficiency, *volume intake port & exhaust port* serta *clereance* kompresi) hasil dari metode tersebut dapat diketahui. Adapun bentuk pengujian dari hasil yang menggunakan metode *non-predicted combustion* diantaranya adalah torsi, tekanan efektif rata-rata (BMEP), konsumsi bahan bakar (SFC) serta tekanan hambatan efektif pembakaran (FMEP). Adapun beberapa bentuk hasil pengujian diatas dapat dilihat pada Gambar IV.4 hingga Gambar IV.8 dibawah ini.



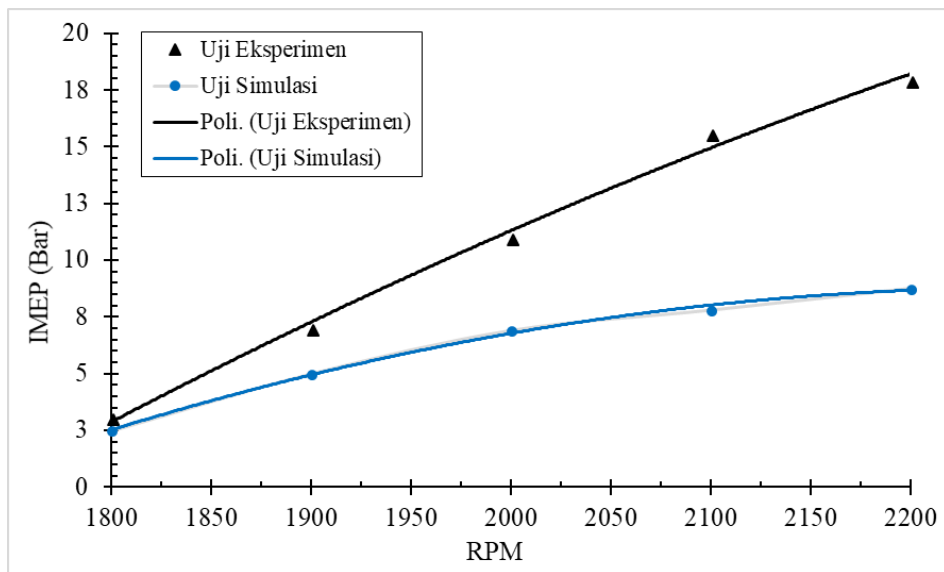
Gambar IV.4. Kurva Perbandingan BMEP



Gambar IV.5. Kurva Perbandingan Torsi

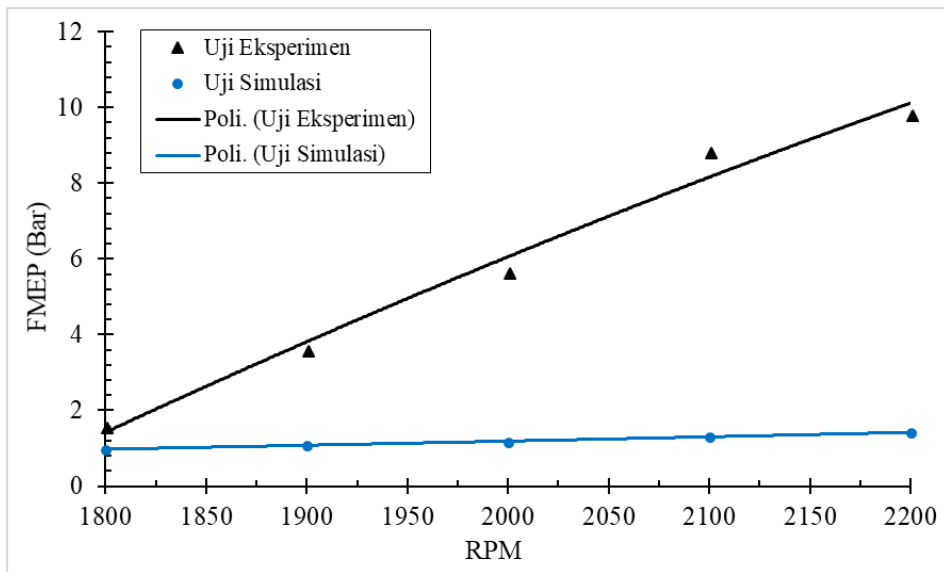


Gambar IV.6. Kurva Perbandingan SFC



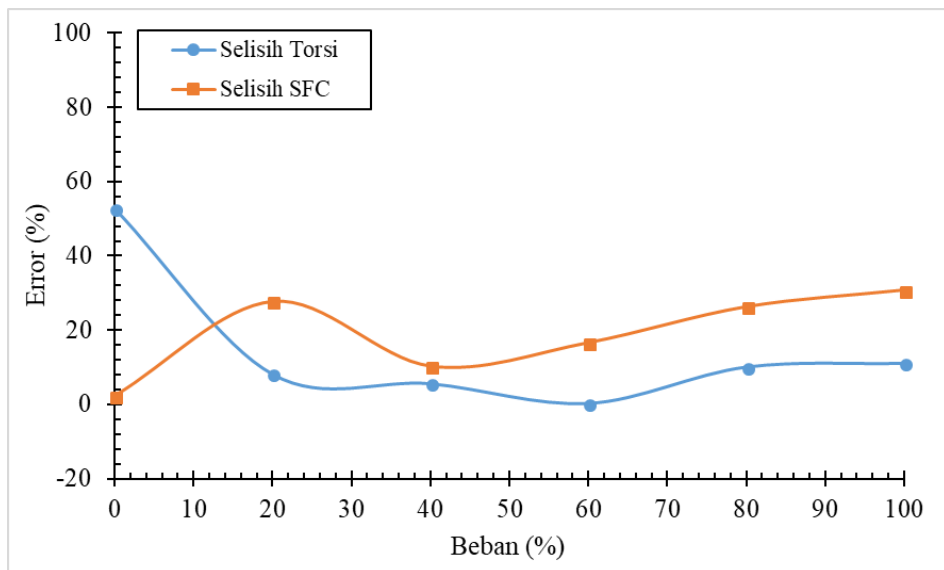
Gambar IV.7. Kurva Perbandingan IMEP

Beberapa hasil pengujian diatas baik dari metode *predicted combustion* atau *non-predicted combustion* dilakukan validasi. Acuan pokok validasi adalah bentuk (*trendline*) yang sama serta selisih yang diperkuat dengan data. Pada proses ini dijelaskan hubungan antara kurva satu dengan lainnya.

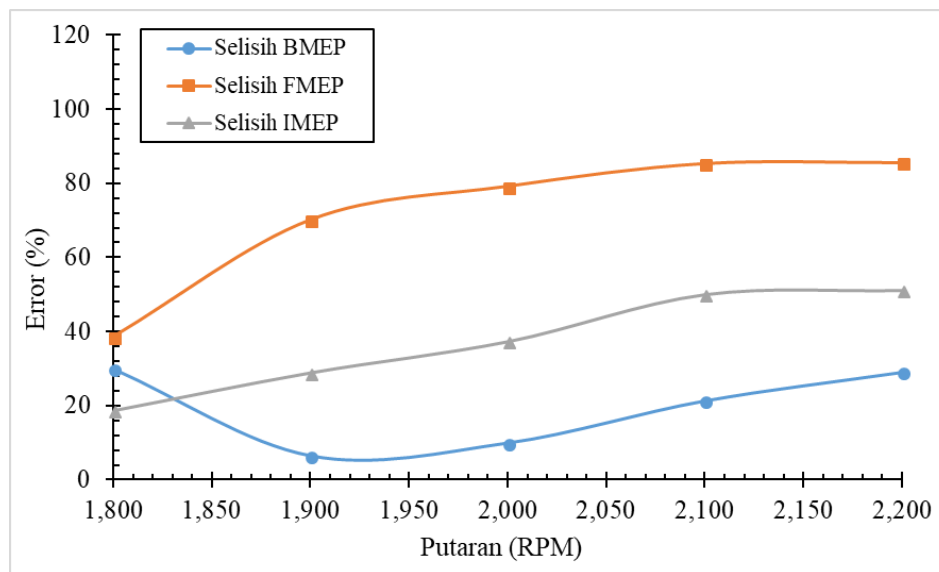


Gambar IV.8. Kurva Perbandingan FMEP

Pada gambar hasil perbandingan antara dua pengujian diantaranya uji eksperimen dan uji simulasi, terdapat beberapa selisih perbedaan baik dekat atau jauh. Gambar diatas merupakan hasil pembakaran yang saling berhubungan antara satu dengan lainnya, sehingga ada beberapa penyebab selisih perbedaan dari kurva. Pada hipotesis awal terkait selisih antara *in-cylinder pressure* yang mencapai 40% serta hasil dari pengujian diatas juga memiliki selisih yang hampir sama.



Gambar IV.9. Kurva Perbandingan Selisih Torsi & SFC



Gambar IV.10. Kurva Perbandingan Selisih BMEP, FMEP & IMEP

Pada Gambar 4.5 menjelaskan terkait perbandingan kurva torsi antara kedua pengujian yaitu *predictive combustion* dan *non-predictive combustion*. Kurva diatas menunjukkan adanya selisih hasil yang didapatkan. Hal ini dapat dilihat pada Gambar IV.9, dimana dari masing-masing pembebanan memiliki nilai selisih yang berbeda-beda. Nilai selisih tertinggi terletak pada pembebanan 0% dengan selisih mencapai 55%. Kemudian Gambar IV.6 menjelaskan terkait perbandingan kurva konsumsi bahan bakar (SFC) antara kedua pengujian. Kurva tersebut juga terdapat selisih hasil yang dapat dilihat pada Gambar IV.9. Nilai selisih dari kedua pengujian yang terbesar terletak pada pembebanan 20% dan 100% yang mencapai 28%.

Selain itu, pada Gambar IV.4 menunjukkan selisih hasil yang sama dengan torsi dan SFC. Berdasarkan hipotesis awal, hal ini bisa dikatakan benar karena hasil yang didapat pada besarnya tekanan gesekan (FMEP) memiliki selisih yang sangat besar. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 4.10, dimana hubungan antara BMEP, IMEP dan FMEP sesuai dari referensi (Heywood, 1988; Mollenhauer and Tschoeke, 2010)(Heywood, 1988; Mollenhauer and Tschoeke, 2010).

$$FMEP = IMEP - BMEP \quad \dots\dots\dots(1)$$

Sehingga pada kedua pengujian diatas memiliki karakteristik yang berbeda-beda. Hal ini disebabkan antara kondisi nyata dan numerik (simulasi) mesin diesel

juga berbeda. Selain itu, jam operasional dari mesin yang sudah tinggi juga menjadi salah satu penyebab tingginya nilai gesekan. Hal ini dikarenakan nilai *lossess* yang sangat tinggi. Dari data diatas dapat disimpulkan bahwa validasi terkait pengaturan *engine setup* untuk simulasi sudah benar. Dengan pengaturan tersebut dilanjutkan dengan penambahan injektor metanol (*high pressure*) untuk melakukan penelitian dengan mode bahan bakar ganda (*dual fuel*).

4.3. Perencanaan Diesel Methanol Dual Fuel (DMDF)

Tahapan ini membahas mengenai inti penelitian mengenai mode *dual fuel* metanol yang diantaranya adalah melakukan perhitungan, menentukan parameter serta melakukan uji simulasi. Setelah melakukan validasi *engine setup*, pengaturan digunakan untuk pengujian mode ini. Beberapa tahapan akan dijelaskan pada sub bahasan dibawah ini.

4.3.1. Perhitungan Rasio Kompresi

Spesifikasi mesin diesel yang digunakan dalam pengujian ini memiliki rasio kompresi sebesar 18:1. Dalam memodifikasi mesin diesel tersebut dengan penambahan injektor berbahan bakar metanol, diperlukan beberapa perlakuan untuk mendapatkan hasil yang sesuai dengan hipotesis. Adapun hipotesis awal yang digagas mengenai pengaruh perubahan kompresi terhadap performansi yaitu dengan menambahkan kompresi maka tekanan dan temperatur akan meningkat. Sehingga untuk mencapai pembakaran yang optimal metanol yang memiliki karakteristik perlu diberi perlakuan dengan meningkatkan tekanan dan temperatur ruang bakar. Terdapat beberapa parameter terkait rasio kompresi yang digunakan untuk pengujian. Adapun rasio kompresi tersebut diantaranya adalah:

- 16 : 1
- 17 : 1
- 19 : 1
- 20 : 1

Perhitungan mengenai rasio kompresi ditujukan untuk mendapatkan nilai *clereance*. Dimensi yang telah diketahui diantaranya yaitu volume

displasmen (493 cc), bore (85 mm), stroke (87 mm). Kemudian untuk perhitungannya adalah sebagai berikut:

$$\epsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{(V_c + V_h)}{V_c} \dots\dots\dots(2)$$

$$V_h = \frac{S \times \pi \times D^2}{4} \dots\dots\dots(3)$$

Sumber : (Mollenhauer and Tschoeke, 2010)

(1) Rasio Kompresi 18 : 1

$$18 = \frac{(V_c + 493)}{V_c}$$

$$18V_c = V_c + 493$$

$$18V_c - V_c = 493$$

$$V_c = 29.00 \text{ mm}^3 = 0.0290 \text{ cc}$$

$$V_c = \frac{S \times \pi \times D^2}{4}$$

$$29.00 = \frac{S \times \pi \times D^2}{4}$$

$$S = 0.0051 \text{ m} = 5.1 \text{ mm}$$

Rasio Kompresi 16 : 1

$$V_c = 32866.67 \text{ mm}^3$$

$$S = 5.79 \text{ mm}$$

(2) Rasio Kompresi 17 : 1

$$V_c = 30812.50 \text{ mm}^3$$

$$S = 5.43 \text{ mm}$$

(3) Rasio Kompresi 19 : 1

$$V_c = 27388.89 \text{ mm}^3$$

$$S = 4.82 \text{ mm}$$

(4) Rasio Kompresi 20 : 1

$$V_c = 25947.36 \text{ mm}^3$$

$$S = 4.57 \text{ mm}$$

Dari hasil perhitungan *clearence* tersebut kemudian digunakan sebagai masukan pada uji simulasi.

4.3.2. Stoikiometri Bahan Bakar

Pada tahap ini digunakan untuk mengetahui berapa energi yang akan menggantikan bahan bakar diesel dengan bahan bakar metanol. Hal ini diformulasikan ke dalam rumus reaksi kimia dan disetarakan gugus dari masing-masing ikatan kimia tersebut. Pertimbangan yang digunakan dalam proses penyetaraan gugus kimia ini adalah energi kalor dalam massa molekul dari masing-masing ikatan kimia. Langkah penyetaraan dimulai dengan pencampuran diesel dengan udara lalu disetarakan untuk mendapatkan kuantitas massa udara yang dibutuhkan untuk membakar bahan bakar diesel.

Langkah kedua adalah penyetaraan bahan bakar metanol dengan udara guna mendapatkan kuantitas massa udara yang dibutuhkan untuk membakar metanol. Adapun material rumus kimia dari masing-masing bahan bakar serta karakteristiknya dijelaskan pada Tabel IV.1 dibawah ini.

Tabel IV.1. Material Bahan Bakar

Deskripsi	Diesel	Metanol
Material Komposisi	Hydrocarbon & Additive	Metil Alkohol
Rumus Kimia	C_nH_{2n}	CH_3OH
Penentuan Rumus Kimia	$C_{16}H_{34}$	CH_3OH

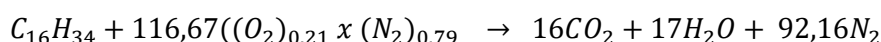
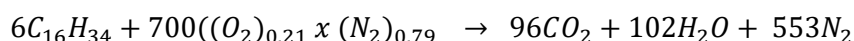
Kemudian penentuan massa molar dan reaksi pembakaran masing-masing bahan bakar dapat dilihat pada Tabel IV.2 dibawah ini.

Tabel IV.2. Massa Molar & Reaksi Pembakaran Gugus Kimia

Gugus Kimia	Massa Molar (Mr)
Ar Karbon (C)	12 g/mol
Ar Hidrogen (H)	1 g/mol
Ar Oksigen (O)	16 g/mol
Ar Nitrogen (N)	14 g/mol
Rumus Kimia Bahan Bakar	Reaksi Pembakaran
Diesel ($C_{16}H_{34}$)	226 g/mol
Metanol (CH_3OH)	32 g/mol
Udara	28.84 g/mol

Tahap selanjutnya setelah mengetahui reaksi pembakaran masing-masing bakar adalah penyetaraan reaksi kimia. Reaksi yang disetarakan sesuai dengan rumus kimia masing-masing bahan bakar. Persamaan paling sederhana akan dikalikan dengan massa molekul dari masing-masing bahan bakar guna mendapatkan nilai perbandingan atau disebut dengan *Air-Fuel Ratio* (AFR). Adapun hasil dari reaksi kimia yang telah disetarakan (mencapai stoikiometri) dapat dilihat pada persamaan dibawah ini.

(1) Stoikiometri C₁₆H₃₄

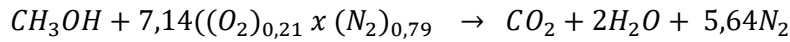
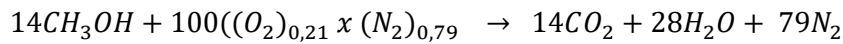


1	+	116,7 (0,21 + 0,79)	→	16	+	17	+	92,16
1	+	(24,5 + 92.17)	→	16	+	17	+	92,16
1	+	16,67	→	16	+	17	+	92,16
226	+	16,67 x 28	→	16a	+	17b	+	92,16c
226	+	3266.76	→	16a	+	17b	+	92,16c
1	:	14.45	→	<i>Air-Fuel Ratio C₁₆H₃₄</i>				

Hasil dari persamaan diatas dapat ditunjukkan dengan besar kebutuhan molekul dari udara agar bahan bakar diesel bisa terbakar. Adapun nilai mol udara yang dibutuhkan agar mampu membakar 1 molekul bahan bakar diesel membutuhkan nilai 116.67 mol. Selain itu, perbandingan antara bahan bakar diesel dengan udara dalam kondisi stoikiometri sebesar 1 : 14,45, dimana disebut dengan *Air-Fuel Ratio Stoichiometry (AFstoich)*. Nilai perbandingan tersebut telah sesuai dengan perbandingan energi bahan bakar diesel dengan udara yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar (Challen and Baranescu, 1999). Adapun hasil tersebut digunakan untuk menentukan energi metanol yang menggantikan energi diesel.

Kemudian untuk perbandingan reaksi kima dari bahan bakar metanol dapat dilihat pada persamaan dibawah ini.

(2) Stoikiometri CH₃OH



1	+	7,14 (0,21 + 0,79)	→	1	+	2	+	5,64
1	+	(1,49 + 5,64)	→	1	+	2	+	5,64
1	+	7,13	→	1	+	2	+	5,64
32	+	7,13 x 28	→	1a	+	2b	+	5,64c
32	+	199,64	→	1a	+	2b	+	5,64c
1	+	6,23	→	<i>Air-Fuel Ratio CH₃OH</i>				

Hasil persamaan diatas dapat diketahui bahwa untuk membakar 1 mol dari bahan bakar metanol membutuhkan 6,23 mol udara. Selain itu, hasil mengenai *Air-Fuel Ratio* dari bahan bakar metanol dan udara adalah 1 : 6,23. Hal ini juga telah sesuai dengan perbandingan ideal dari bahan kimia metanol jika digunakan menjadi bahan bakar (Heywood, 1988) .

Sehingga hasil dari kedua bahan bakar yang telah diketahui mol dan perbandingan AFRnya, dimana tahap selanjutnya kedua bahan bakar digabung menjadi satu persamaan. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan nilai molekul sebagai substitusi antar bahan bakar lainnya. Dari persamaan tersebut, akan ditetapkan rasio perbandingan energi bahan bakar metanol yang menggantikan diesel.

Adapun persamaan gabungan antara bahan bakar metanol dengan bahan bakar diesel dapat dilihat dibawah ini.

- Rasio substitusi metanol 10%
- Rasio substitusi metanol 20% dan
- Rasio substitusi metanol 30%

Dari ketiga variabel substitusi yang akan menjadi acuan berapa besar mol metanol yang menggantikan bahan bakar diesel.

(1) Substitusi Metanol 10%

$$\begin{array}{l}
 C_{16}H_{34} + CH_3OH + 100((O_2)_{0,21} \times (N_2)_{0,79}) \rightarrow 17CO_2 + 9H_2O + 79N_2 + 10H_2 \\
 \hline
 0,9 \quad + \quad 0,1 \quad + \quad 100 (0,21 + 0,79) \quad \rightarrow \quad 17a \quad + \quad 9b \quad + \quad 73c \quad + \quad 10d \\
 (0,9 \times 226) + (0,1 \times 32) + ((21 \times 32) + (79 \times 28)) \rightarrow 17a \quad + \quad 9b \quad + \quad 73c \quad + \quad 10d \\
 203,4 \quad + \quad 3,2 \quad + \quad 2884 \quad \rightarrow \quad 17a \quad + \quad 9b \quad + \quad 73c \quad + \quad 10d \\
 \hline
 209,8 \quad + \quad 2884 \\
 1 \quad : \quad 13,7 \quad \rightarrow \quad \text{Air-Fuel Ratio M10}
 \end{array}$$

(2) Substitusi Metanol 20%

$$\begin{array}{l}
 C_{16}H_{34} + CH_3OH + 100((O_2)_{0,21} \times (N_2)_{0,79}) \rightarrow 17CO_2 + 9H_2O + 79N_2 + 10H_2 \\
 \hline
 0,8 \quad + \quad 0,2 \quad + \quad 100 (0,21 + 0,79) \quad \rightarrow \quad 17a \quad + \quad 9b \quad + \quad 73c \quad + \quad 10d \\
 (0,8 \times 226) + (0,2 \times 32) + ((21 \times 32) + (79 \times 28)) \rightarrow 17a \quad + \quad 9b \quad + \quad 73c \quad + \quad 10d \\
 180,8 \quad + \quad 6,4 \quad + \quad 2884 \quad \rightarrow \quad 17a \quad + \quad 9b \quad + \quad 73c \quad + \quad 10d \\
 \hline
 186,4 \quad + \quad 2884 \\
 1 \quad : \quad 15,4 \quad \rightarrow \quad \text{Air-Fuel Ratio M20}
 \end{array}$$

(3) Substitusi Metanol 30%

$$\begin{array}{l}
 C_{16}H_{34} + CH_3OH + 100((O_2)_{0,21} \times (N_2)_{0,79}) \rightarrow 17CO_2 + 9H_2O + 79N_2 + 10H_2 \\
 \hline
 0,8 \quad + \quad 0,2 \quad + \quad 100 (0,21 + 0,79) \quad \rightarrow \quad 17a \quad + \quad 9b \quad + \quad 73c \quad + \quad 10d \\
 (0,7 \times 226) + (0,3 \times 32) + ((21 \times 32) + (79 \times 28)) \rightarrow 17a \quad + \quad 9b \quad + \quad 73c \quad + \quad 10d \\
 158,2 \quad + \quad 9,6 \quad + \quad 2884 \quad \rightarrow \quad 17a \quad + \quad 9b \quad + \quad 73c \quad + \quad 10d \\
 \hline
 167,8 \quad + \quad 2884 \\
 1 \quad : \quad 17,1 \quad \rightarrow \quad \text{Air-Fuel Ratio M30}
 \end{array}$$

Persamaan kimia baik masing-masing bahan bakar maupun persamaan campuran kedua bahan bakar telah diketahui. *Air-Fuel Ratio* (AFR) yang telah didapatkan kemudian dilakukan kalkulasi guna mendapatkan nilai ekuivalensi rasio. Terdapat dua persamaan yang sifatnya berbanding terbalik, yaitu *fuel/air equivalence ratio* dan *relative air/fuel ratio*.

Berikut dibawah ini merupakan formula ekuivalensi rasio yang digunakan untuk penentuan kondisi bahan bakar dan udara (Stone, 1989)(Stone, 1989).

$$\phi = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{Aktual}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{Stoikiometri}} \dots\dots\dots(4)$$

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{Aktual}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{Stoikiometri}} \dots\dots\dots(5)$$

- Keterangan (Heywood, 1988):

Kondisi Fuel Lean Mixtures $\rightarrow \phi < 1, \lambda > 1$

Kondisi *Fuel Stoichiometric* $\rightarrow \phi = \lambda = 1$

Kondisi *Fuel Rich Mictures* $\rightarrow \phi > 1, \lambda < 1$

Adapun tujuan nilai tersebut untuk mengetahui apakah campuran antara bahan bakar dan udara termasuk dalam *Lean*, *Stoichiometry* atau *Rich*. Arti dari *lean* adalah komposisi bahan bakar lebih sedikit dari udara, *stoichiometry* adalah komposisi antara bahan bakar dan udara ideal serta *rich* yang merupakan komposisi bahan bakar lebih besar dari udara (Heywood, 1988).

Pada persamaan diatas, terdapat perhitungan *Air-Fuel Ratio* yang aktual, dimana kondisi persamaan kimia tidak disetarakan. Adapun perhitungan AFR aktual baik masing-masing bahan bakar maupun campuran bahan bakar dapat dilihat dibawah ini.

(1) AFR aktual C16H34

$$\frac{F}{A} \text{Aktual} = \frac{(16 \times 12) + (34 \times 1)}{(0,21 \times 32) + (0,79 \times 28)}$$

$$\frac{F}{A} \text{Aktual} = \frac{226}{28.84}$$

$$\frac{F}{A} \text{Aktual} = 7,83$$

(2) AFR aktual CH₃OH

$$\frac{F}{A} \text{Aktual} = \frac{(1 \times 12) + (4 \times 1) + (1 \times 16)}{(0,21 \times 32) + (0,79 \times 28)}$$

$$\frac{F}{A} \text{Aktual} = \frac{32}{28,84}$$

$$\frac{F}{A} \text{Aktual} = 1,10$$

(3) AFR aktual campuran C₁₆H₃₄ dan CH₃OH

$$\frac{F}{A} \text{Aktual} = \frac{[(16 \times 12) + (34 \times 1)] + [(1 \times 12) + (4 \times 1) + (1 \times 16)]}{(0,21 \times 32) + (0,79 \times 28)}$$

$$\frac{F}{A} \text{Aktual} = \frac{226 + 32}{28,84}$$

$$\frac{F}{A} \text{Aktual} = \frac{258}{28,84}$$

$$\frac{F}{A} \text{Aktual} = 8,94$$

Tahap selanjutnya adalah perhitungan nilai ekuivalensi rasio baik dari masing-masing bahan bakar maupun campuran dari kedua bahan bakar. Adapun perhitungan nilai ekuivalensi dapat dilihat dibawah ini.

(1) Nilai ekuivalensi C₁₆H₃₄

$$\emptyset = \frac{7,83}{14,45}$$

$$\emptyset = 0,54$$

(2) Nilai ekuivalensi CH₃OH

$$\emptyset = \frac{1,10}{6,23}$$

$$\emptyset = 0,17$$

(3) Nilai ekuivalensi substitusi metanol 10%

$$\phi = \frac{7,83}{13,7}$$

$$\phi = 0,57$$

(4) Nilai ekuivalensi substitusi metanol 20%

$$\phi = \frac{7,83}{15,4}$$

$$\phi = 0,50$$

(5) Nilai ekuivalensi substitusi metanol 30%

$$\phi = \frac{7,83}{17,1}$$

$$\phi = 0,45$$

Nilai ekuivalensi rasio baik dari masing-masing bahan bakar maupun campuran bahan bakar memiliki nilai dibawah angka 1. Hal ini dapat disimpulkan bahwa kondisi bahan bakar pada ruang bakar mesin adalah *Fuel Lean Mixtures*.

4.3.3. Perhitungan *Methanol Substitution Rasio* (MSR)

Pada tahap ini, perbandingan mengenai bahan bakar antara metanol dengan diesel akan dihitung melalui perbandingan energi. Telah diketahui bahwa besarnya massa molekul masing-masing bahan bakar yang mampu untuk terbakar didalam ruang bakar. Terdapat hubungan antara molekul dan massa bahan bakar, dimana massa bahan bakar akan menentukan kuantitas baik penginjeksian total maupun laju injeksi bahan bakar.

Adapun tujuan dari MSR ini untuk mengetahui kuantitas laju bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar (Pan *et al.*, 2015). Namun, kuantitas laju injeksi bahan bakar akan diganti salah satu diantara kedua bahan bakar yaitu metanol. Hal ini untuk mengetahui pengaruh performansi

dari variasi salah satu bahan bakar terhadap mesin. Dalam perhitungan perbandingan ini, terdapat persamaan yang diantaranya sebagai berikut.

$$MSR = \frac{\dot{m}_M \times LHV_M}{\dot{m}_D \times LHV_D + \dot{m}_M \times LHV_M}$$

- Keterangan:

\dot{m}_M = Laju massa bahan bakar metanol

\dot{m}_D = Laju massa bahan bakar diesel

LHV_D = Low heating value diesel

LHV_m = Low heating value metanol

Berdasarkan parameter pada penelitian ini, komposisi metanol yang akan diinjeksikan adalah 10%, 20% dan 30%. Adapun properti dari bahan bakar yaitu laju massa bahan bakar dan LHV telah diketahui, dapat dilihat pada Tabel IV.3 dibawah ini.

Tabel IV.3. Spesifikasi untuk penentuan MSR

Deskripsi	Bahan Bakar Diesel	Bahan Bakar Metanol
Tekanan Injektor	200 Bar	500 Bar ^(a)
Laju Bahan Bakar ^(b)	0,6349 g/s	0,3195
Jumlah Nozzle	4	4 ^(c)
LHV	35,6 MJ/kg	15,8 MJ/kg

a – Besar tekanan merujuk pada MAN B&W methanol fuel

b – Detail perhitungan berada di lampiran

c – Jumlah lubang merujuk pada injektor mesin Yanmar TF-85

Adapun perhitungan MSR yang dilakukan adalah sebagai berikut.

(1) MSR 10%

$$M10 = \frac{\dot{m}_M \times LHV_M}{\dot{m}_D \times LHV_D + \dot{m}_M \times LHV_M}$$

$$10\% = \frac{\alpha \times 15,8}{\alpha \times 15,8 + 0,9(0,6349 \times 35,6)}$$

$$0,1 = \frac{15,8\alpha}{15,8\alpha + 20,34}$$

$$0,1(15,8\alpha + 20,34) = 15,8\alpha$$

$$1,58\alpha + 2,034 = 15,8\alpha$$

$$14,22\alpha = 2,034$$

$$\dot{m}_M = \alpha = 0,143 \text{ g/s}$$

(2) MSR 20%

$$M20 = \frac{\dot{m}_M \times LHV_M}{\dot{m}_D \times LHV_D + \dot{m}_M \times LHV_M}$$

$$20\% = \frac{\alpha \times 15,8}{\alpha \times 15,8 + 0,8(0,6349 \times 35,6)}$$

$$0,2 = \frac{15,8\alpha}{15,8\alpha + 18,08}$$

$$0,2(15,8\alpha + 18,08) = 15,8\alpha$$

$$3,16\alpha + 3,616 = 15,8\alpha$$

$$12,64\alpha = 3,616$$

$$\dot{m}_M = \alpha = 0,286 \text{ g/s}$$

(3) MSR 30%

$$M3 = \frac{\dot{m}_M \times LHV_M}{\dot{m}_D \times LHV_D + \dot{m}_M \times LHV_M}$$

$$30\% = \frac{\alpha \times 15,8}{\alpha \times 15,8 + 0,7(0,6349 \times 35,6)}$$

$$0,2 = \frac{15,8\alpha}{15,8\alpha + 15,82}$$

$$0,3(15,8\alpha + 15,82) = 15,8\alpha$$

$$4,74\alpha + 4,746 = 15,8\alpha$$

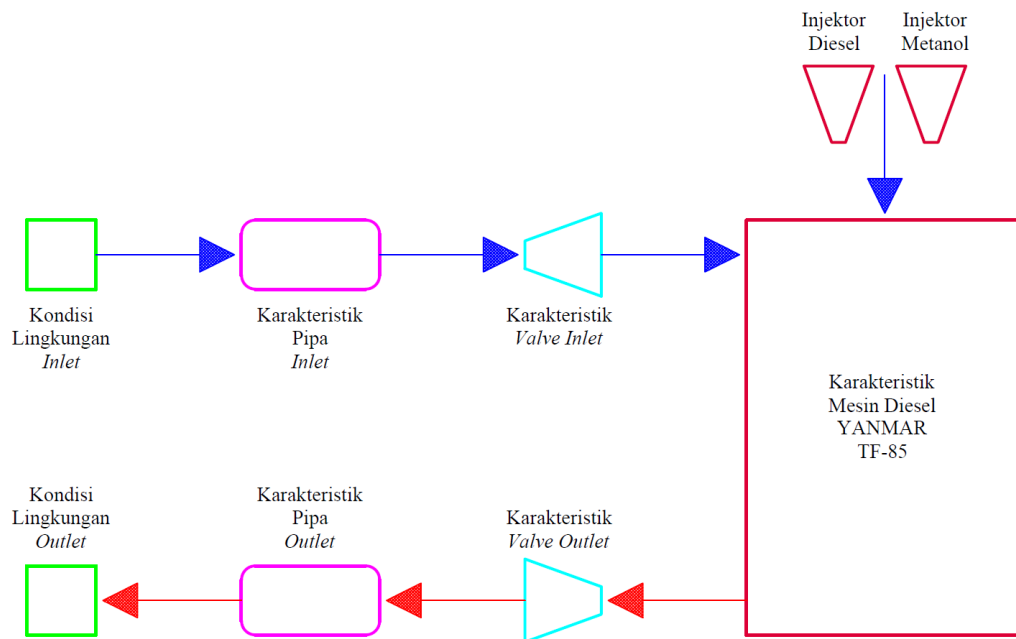
$$11,1\alpha = 4,746$$

$$\dot{m}_M = \alpha = 0,427 \text{ g/s}$$

Dari perhitungan diatas didapatkan laju bahan bakar metanol pada kondisi M10 sebesar 0,143 g/s, M20 sebesar 0,286 g/s serta M30 sebesar 0,427 g/s. Setelah diketahui hasil tersebut, maka akan digunakan sebagai indikator utama dalam pengujian simulasi. Detail dari uji simulasi dibahas pada subbab selanjutnya.

4.3.4. Running Uji Simulasi Engine Performance

Pada tahap ini merupakan pembahasan secara teknis terkait simulasi di *software Engine Performance*. Pengujian dilakukan dengan metode *non-prediction combustion* dengan hasil yang disajikan berupa performansi mesin diesel. Adapun tampilan sistem diagram dari pengujian simulasi ini dapat dilihat pada Gambar IV.11 dibawah ini.

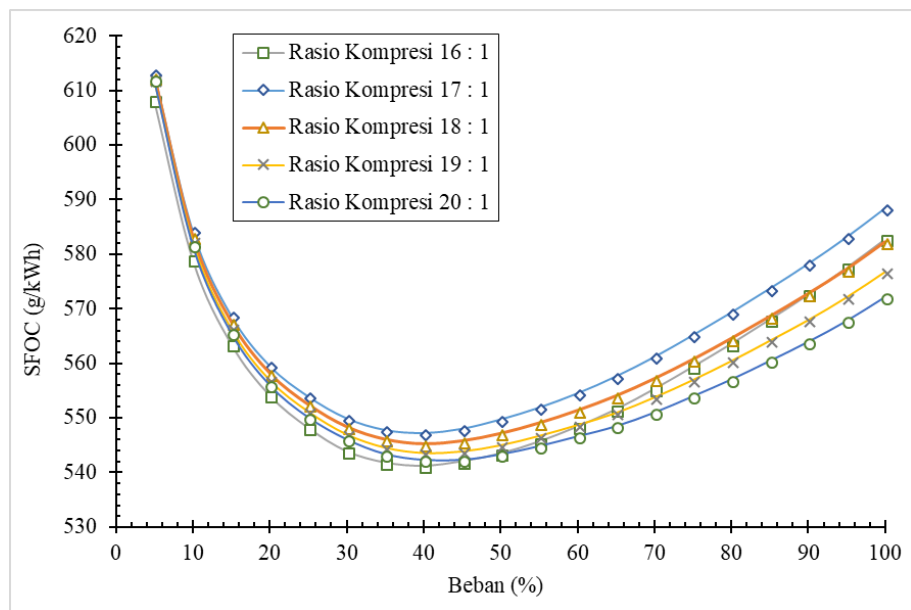


Gambar IV.11. Diagram sistem mesin mode *dual fuel*

Terdapat perbedaan diantara diagram sistem mesin mode diesel dan mode *dual fuel high pressure injection* ini. Pada mode ini terdapat tambahan injektor metanol yang dipasang langsung pada ruang bakar mesin. Pada gambar tabulasi diatas dijelaskan mengenai spesifikasi mesin, injektor serta efisiensi udara masuk. Adapun pengaturan terkait perhitungan laju massa dari injektor serta efisiensi udara masuk ditampilkan dalam lampiran. Berdasarkan hasil perhitungan dan pengaturan, uji simulasi dapat dilakukan berdasarkan parameter yang telah ditentukan.

4.3.4.1. Pengaruh variasi rasio kompresi terhadap performansi

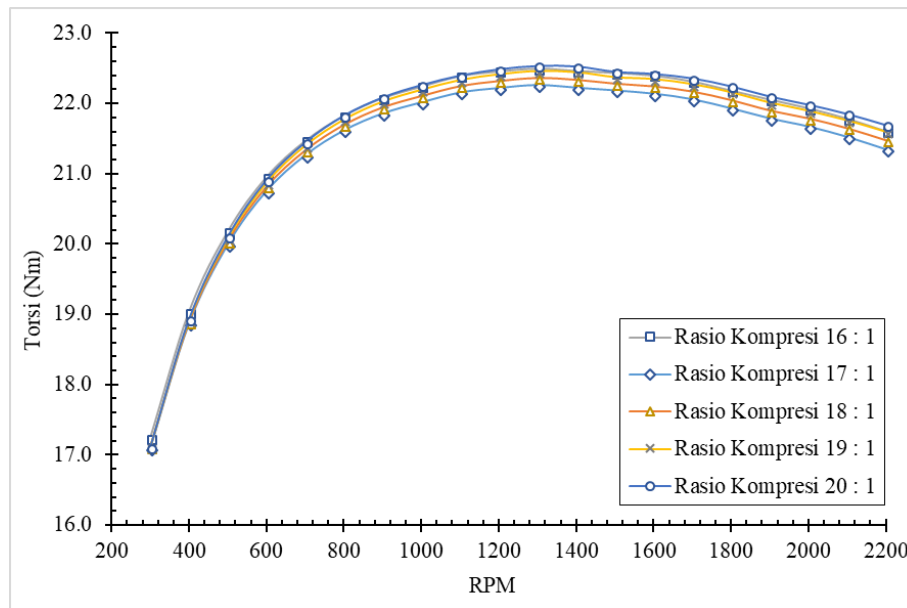
Mesin diesel yang telah dimodifikasi dengan penambahan injektor metanol langsung pada ruang bakar dilakukan uji simulasi



Gambar IV.12. Kurva perbandingan rasio kompresi terhadap SFC

dengan parameter rasio kompresi serta perbandingan energi bahan bakar (MSR). Hipotesis yang ditawarkan terkait salah satu pengaruh karakteristik bahan bakar metanol yaitu kalor evaporasi yang tinggi, sehingga pembakaran mengalami *delay* dikarenakan membutuhkan energi yang lebih besar. Selain itu, pengaruh tingginya angka oktan juga berpengaruh pada pembakaran ketika diaplikasikan pada mode diesel. Bahan bakar yang memiliki angka oktan tinggi akan terbakar sempurna pada rasio kompresi yang rendah.

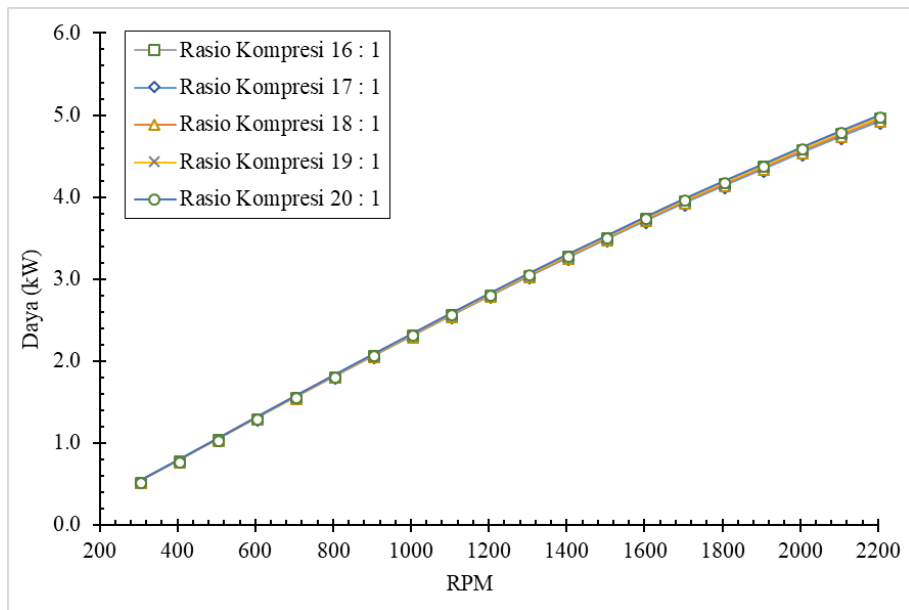
Sehingga dari hipotesis tersebut muncul parameter terkait variasi rasio kompresi. Variasi ini dibagi menjadi beberapa bagian yang diantaranya rasio rendah hingga rasio tinggi. Dari parameter tersebut diuji dengan menampilkan beberapa kurva performansi yang diantaranya tekanan efektif rata-rata (BMEP), konsumsi bahan bakar (SFC), torsi, daya dan efisiensi pembakaran. Adapun hasil yang didapatkan diantaranya adalah kurva konsumsi bahan bakar yang dapat dilihat pada Gambar IV.12 diatas. Kurva ini berada pada kondisi perbandingan energi (MSR) sebesar 10%. Prinsip konsumsi bahan bakar (SFC) yang optimal yaitu terletak pada titik terendah dari beban yang ditentukan (Challen and Baranescu, 1999).



Gambar IV.13. Kurva perbandingan rasio kompresi terhadap torsi

Hasil tersebut menunjukkan bahwa besarnya konsumsi bahan bakar paling rendah terletak di rasio kompresi 20 : 1 dengan pembebanan sebesar 40%. Sedangkan konsumsi bahan bakar tertinggi terletak di rasio kompresi 17 : 1 pada beban berkisar 40%. Hal ini disebabkan adanya pengaruh dari karakteristik bahan bakar metanol yaitu kalor evaporasi yang tinggi, sehingga untuk bisa terbakar secara optimal membutuhkan tekanan dan temperatur yang tinggi. Dengan rasio kompresi semakin tinggi serta dimensi mesin yang tidak berubah maka tekanan dan temperatur dalam ruang bakar semakin tinggi, sehingga pembakaran bisa menjadi lebih optimal.

Kemudian untuk kurva performansi torsi dapat dilihat pada Gambar IV.13 diatas. Kurva ini berada pada kondisi perbandingan energi (MSR) sebesar 10%. Prinsip torsi yang optimal yaitu terletak pada titik tertinggi dari putaran mesin (RPM) (Challen and Baranescu, 1999). Hasil menunjukkan titik tertinggi terletak di rasio kompresi 20 : 1 dengan putaran mesin antara 1200 s/d 1400.

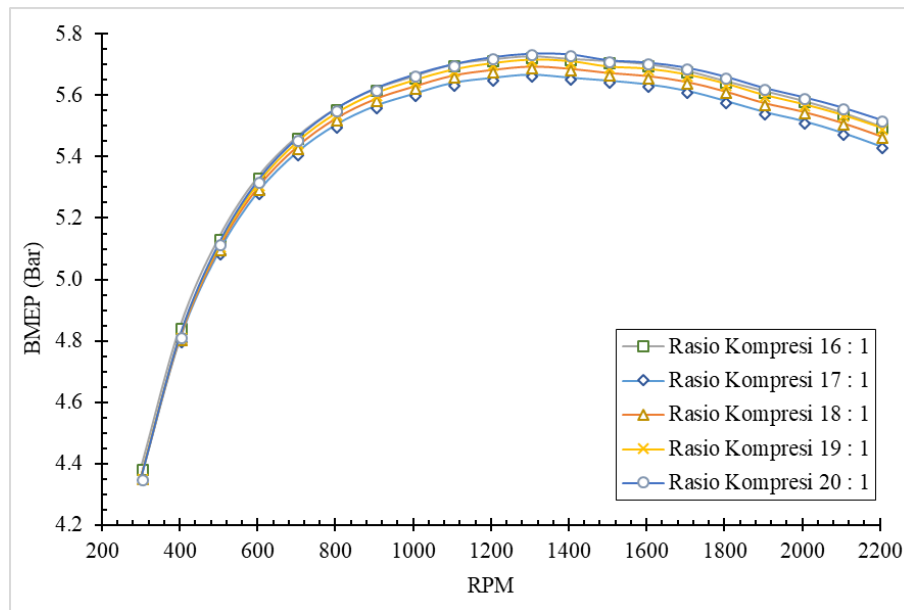


Gambar IV.14. Kurva perbandingan rasio kompresi terhadap daya

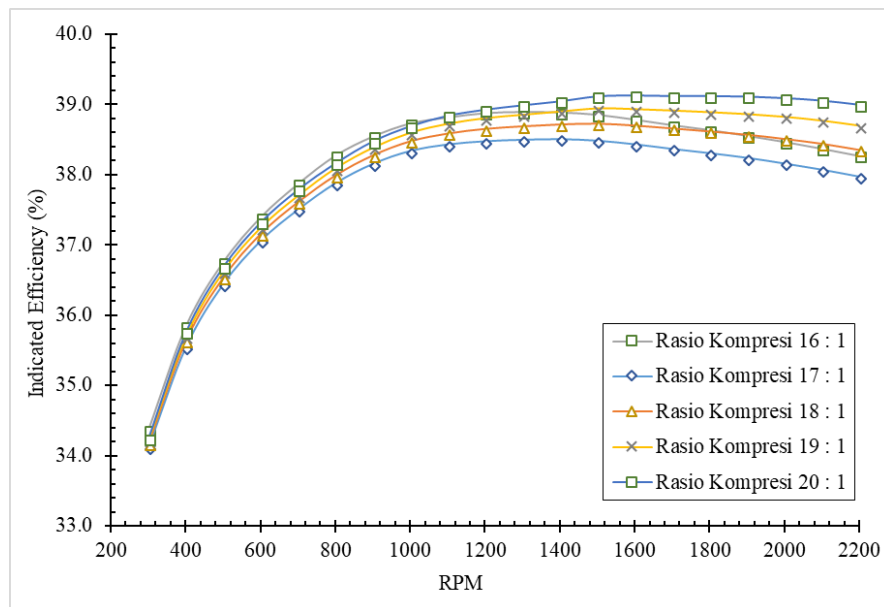
Sedangkan untuk torsi terendah terletak pada putaran rendah dan putaran tinggi. Sehingga, hal ini sesuai dengan hipotesis yang diputuskan dengan memvariasikan rasio kompresi pada titik rendah dan titik tinggi. Sehingga dengan rasio kompresi yang semakin tinggi akan menghasilkan pembakaran yang lebih optimal.

Selanjutnya yaitu kurva daya yang dapat dilihat pada Gambar IV.14 diatas. Kurva ini berada pada kondisi perbandingan energi (MSR) sebesar 10%. Prinsip daya yang optimal yaitu terletak pada titik tertinggi dari putaran mesin (RPM) yang ditentukan (Heywood, 1988). Hasil tersebut menunjukkan tidak ada perbedaan yang signifikan dari masing-masing rasio kompresi. Namun, titik tertinggi daya yang dihasilkan terletak pada rasio kompresi 20 : 1.

Hal ini sesuai dengan hipotesis yang diputuskan dengan memvariasikan rasio kompresi pada titik rendah dan titik tinggi. Sehingga dengan rasio kompresi yang semakin tinggi akan menghasilkan pembakaran yang lebih optimal. Kemudian hasil performansi selanjutnya adalah kurva tekanan efektif rata-rata (BMEP) yang dapat dilihat pada Gambar IV.15 di bawah ini.



Gambar IV.15. Kurva perbandingan rasio kompresi terhadap BMEP



Gambar IV.16. Kurva perbandingan rasio kompresi terhadap efisiensi pembakaran

Gambar IV.15 diatas menunjukkan kurva perbandingan rasio kompresi terhadap tekanan efektif rata-rata (BMEP) dengan kondisi yang sama dengan kurva sebelumnya. Prinsip dari BMEP yang optimal yaitu terletak pada titik tertinggi dari putaran mesin (RPM) (Heywood, 1988). Hasil tersebut menunjukkan bahwa titik tertinggi terletak pada rasio kompresi 20 : 1 dengan putaran mesin

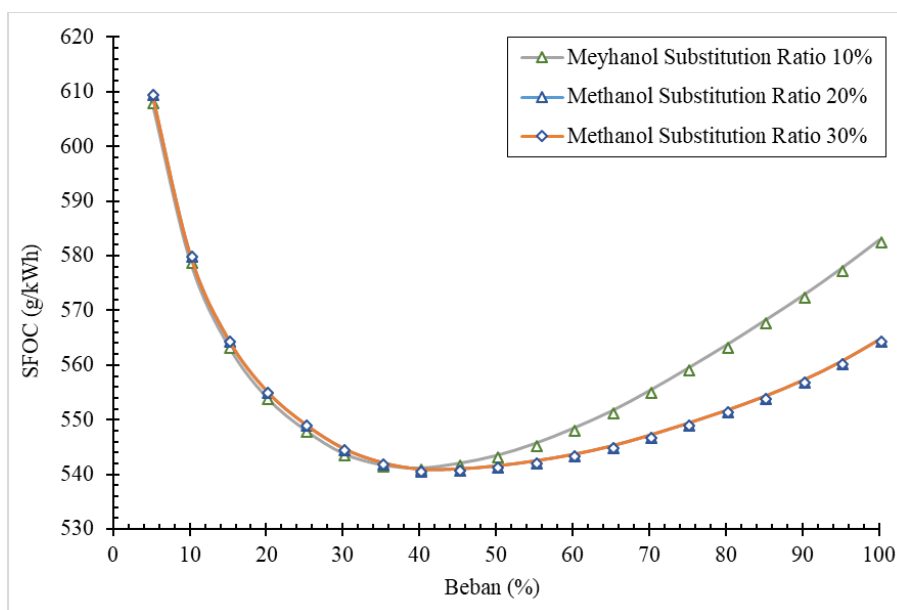
antara 1200 s/d 1400. Sedangkan untuk BMEP terendah terletak pada putaran rendah dan putaran tinggi. Hal ini sesuai dengan hipotesis yang diputuskan dengan memvariasikan rasio kompresi pada titik rendah dan titik tinggi. Sehingga dengan rasio kompresi yang semakin tinggi akan menghasilkan pembakaran yang lebih optimal.

Adapun hasil performansi yang terakhir adalah kurva efisiensi pembakaran (*indicated efficiency*) yang dapat dilihat pada Gambar IV.16 diatas. Dengan kondisi yang sama dengan kurva sebelumnya, hasil tersebut menunjukkan bahwa ada perbedaan serta mode yang signifikan. Adapun hasilnya adalah nilai efisiensi yang optimal di rasio kompresi rendah dengan nilai sebesar 39%. Sedangkan, untuk rasio kompresi yang tinggi menunjukkan hasil efisiensi yang didapatkan semakin rendah dengan nilai sebesar 37,8% . Tentunya hasil ini sedikit berbeda dengan prinsip tekanan efisiensi pembakaran. Namun, berdasarkan hasil tersebut timbul dugaan yang menunjukkan pengaruh dari penambahan bahan bakar yang jauh berbeda dalam karakteristiknya serta dapat menyebabkan efisiensi pembakaran menurun.

4.3.4.2. Pengaruh variasi energi bahan bakar terhadap performansi

Pengujian kedua dari penelitian ini adalah pengaruh variasi rasio substitusi energi bahan bakar atau disebut dengan *Methanol Substitution Rasio* terhadap performansi. Penentuan dari parameter ini dilandasi dengan hipotesis yaitu adanya pengaruh rasio energi bahan bakar yang berbeda terhadap performansi. Dengan adanya parameter rasio kompresi yang rendah maka energi bahan bakar dari metanol maka akan menghasilkan pembakaran lebih baik optimal. Pada pengujian ini telah ditetapkan tiga parameter mengenai rasio energi bahan bakar yaitu MSR10 (M10), MSR 20 (M20) dan MSR 30 (M30). Pengujian ini ditentukan dengan perbedaan kuantitas dari bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar. Kuantitas tersebut dihitung secara manual dengan merujuk spesifikasi mesin diesel.

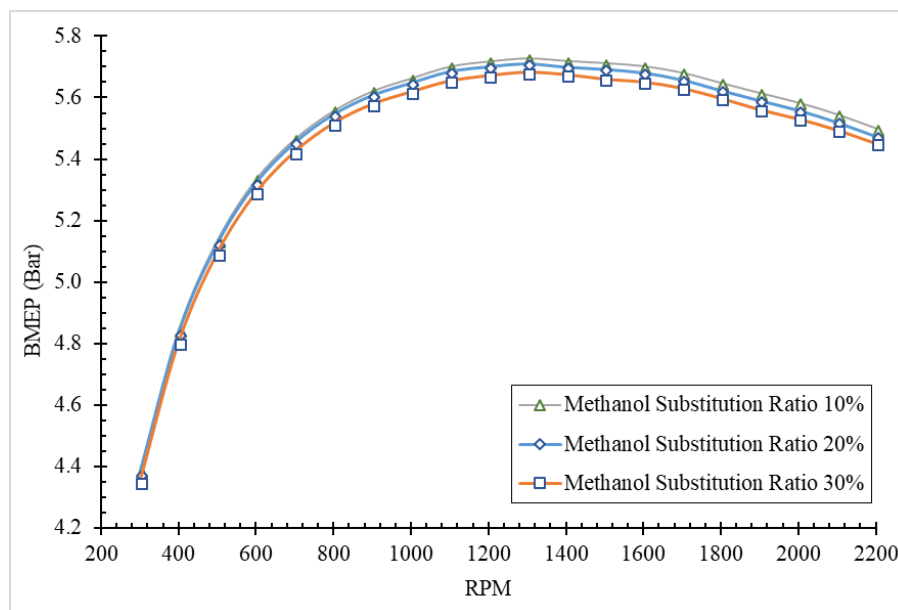
Adapun hasil yang didapatkan dari rasio energi bahan bakar dapat dilihat pada beberapa gambar di bawah ini. Pada Gambar IV.17 dibawah adalah hasil dari rasio energi bahan bakar metanol (MSR) pada performansi yaitu konsumsi bahan bakar (SFC).



Gambar IV.17. Kurva perbandingan MSR terhadap SFC

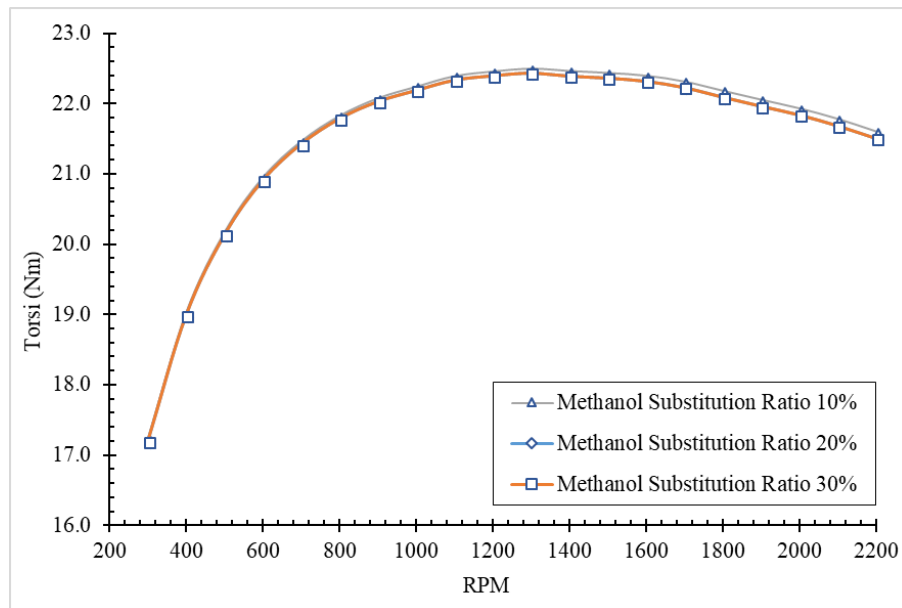
Kurva diatas menunjukkan adanya perbedaan antara M10, M20 dan M30, dimana konsumsi bahan bakar tertinggi terletak pada M10 dengan nilai sebesar 540 g/kWh. Sedangkan kosumsi bahan bakar terendah (optimal) terletak pada M30 dengan nilai sebesar 543 g/kWh, dimana selisih dengan M20 relatif kecil yaitu sebeasr 544 g/kWh. Hal ini terjadi dikarenakan M10 lebih rendah dibanding M20 dan M30, dengan asumsi bahan bakar yang diinjeksikan dan durasi penginjeksian metanol tidak sesuai dengan durasi dengan penginjeksian pilot diesel. Dalam penelitian ini, salah saru batasan yang berlaku adalah durasi penginjeksian. Hal ini dikarenakan untuk mengetahui durasi penginjeksian perlu studi lebih lanjut baik terkait teknis maupun simulasi. Namun, pada prisnsipnya sesuai dengan referensi yang membahas tentang *Diesel Methanol Dual Fuel* yaitu dengan penambahan energi metanol, pengaruh terhadap performansi

khususnya konsumsi bahan bakar akan semakin rendah dikarenakan *delay* bahan bakar metanol yang lebih panjang dan bahan bakar pilot diesel yang lebih pendek (Saxena and Maurya, 2017). Kemudian untuk hasil pengaruh energi bahan bakar terhadap performansi yaitu tekanan efektif rata-rata (BMEP) dan torsi dapat dilihat pada Gambar IV.18 di bawah ini.

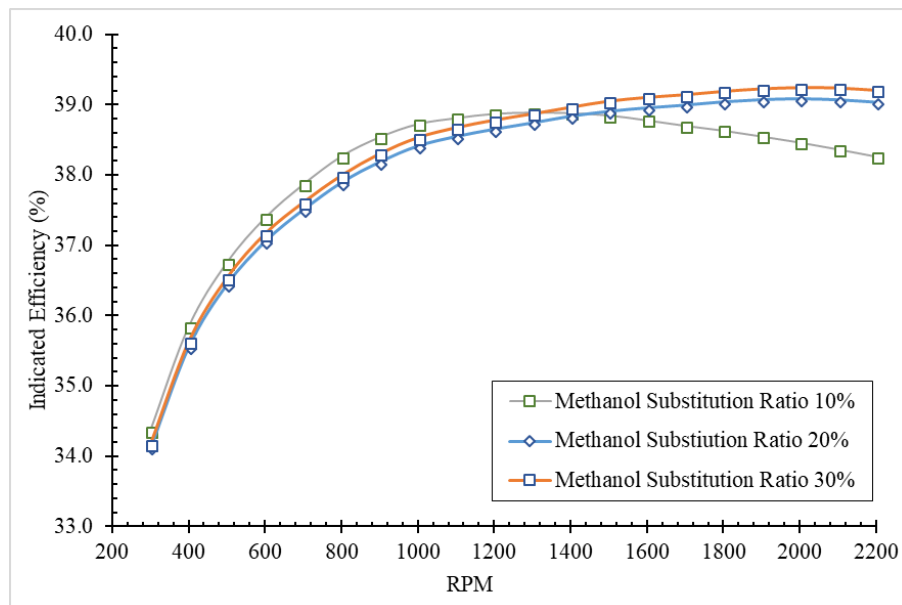


Gambar IV.18. Kurva perbandingan MSR terhadap BMEP

Gambar diatas menunjukkan hasil dari perbandingan energi metanol terhadap performansi yaitu tekanan efektif rata-rata. Dari ketiga perbandingan tersebut selisih yang ditunjukkan tidak terlalu signifikan. Kurva ini dibentuk pada kondisi rasio kompresi rendah yaitu 16 : 1. Adapun kurva yang memiliki tren tertinggi adalah M10 dengan BMEP sebesar 55.2 bar, kurva dengan tren terendah adalah M30 dengan nilai BMEP 54,1 bar. Hal ini saling berhubungan antara kurva satu dengan yang lainnya. Namun, dengan penambahan MSR akan menghasilkan nilai BMEP yang lebih tinggi (Park *et al.*, 2017). Sehingga perlu pengembangan lebih lanjut yang bertujuan mencapai hasil uji yang optimal. Hasil performansi dalam bentuk torsi dapat dilihat pada Gambar IV.19 dibawah ini.



Gambar IV.19. Kurva perbandingan MSR terhadap torsi



Gambar IV.20. Kurva perbandingan MSR terhadap efisiensi pembakaran

Pada gambar diatas ditunjukkan bahwasanya selisih diantara perbandingan energi bahan bakar pada torsi yang dihasilkan relatif kecil yaitu berkisar 1,3%. Dari ketiga parameter tersebut, kurva yang menunjukkan torsi tertinggi yaitu kurva M10 dengan nilai torsi sebesar 22,1 Nm. Kemudian, untuk kurva yang menunjukkan torsi rendah yaitu kurva M30 dengan nilai torsi sebesar 21,6 Nm. Hasil

tersebut memiliki nilai yang relatif sama dengan kurva BMEP pada Gambar IV.18, hal ini dikarenakan pengaruh dari energi metanol yang menyubstitusi dari energi diesel. Semakin besar kuantitas energi dari metanol yang diinjeksikan maka *delay* yang terjadi semakin besar. Sehingga dengan adanya penambahan energi metanol menyebabkan torsi yang dihasilkan menurun.

Kemudian untuk hasil perbandingan energi bahan bakar dari metanol yang menggantikan energi diesel ditunjukkan pada kurva efisiensi pembakaran (*indicated efficiency*) pada Gambar IV.20. Pada gambar tersebut ditunjukkan bahwa kurva yang memiliki efisiensi pembakaran tertinggi adalah M30 dengan nilai efisiensi sebesar 39,1%. Sedangkan kurva dengan efisiensi pembakaran terendah adalah M10 dengan nilai 38,2%. Hal ini dikarenakan pengaruh karakteristik bahan bakar pada pembakaran khususnya kondisi *delay* saat penginjeksian.

Sehingga dari beberapa hasil pengujian berupa performansi baik menggunakan parameter yaitu variasi rasio kompresi maupun variasi perbandingan energi bahan bakar, memiliki hasil yang sama terhadap penelitian yang telah dilakukan. Seiring dengan meningkatnya tekanan serta temperatur bahan bakar maka pembakaran akan semakin optimal karena metanol memiliki nilai kalor evaporasi yang tinggi dibanding bahan bakar diesel.

4.3.5. *Running Uji Simulasi Fluid Flow*

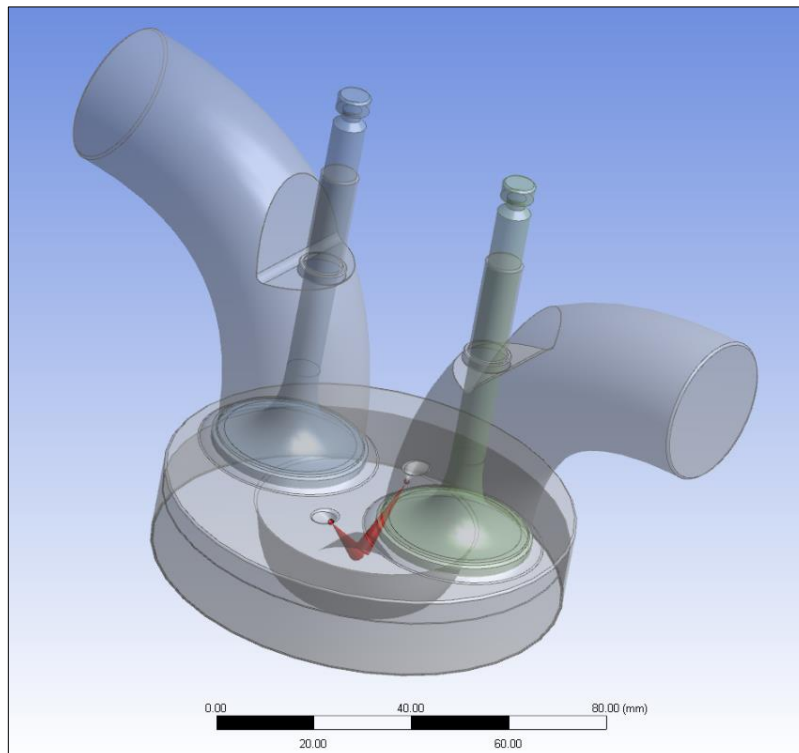
Pada tahap ini merupakan uji simulasi yang menghasilkan model visual dari penginjeksian bahan bakar. Adapun hasil dari data ini adalah sebagai pendukung data performansi yang telah dibahas pada subbab sebelumnya. *Software* ini memiliki beberapa fitur yang dapat digunakan untuk menganalisa mesin, yang diantaranya adalah *cold simulation*, *port simulation* dan *combustion simulation*. Fitur tersebut memiliki karakteristik dan fungsi yang berbeda-beda. Pada

subbab ini akan dijelaskan secara teknis pengujian dengan mode dan kebutuhan yang telah dilakukan pada simulasi *Engine Performance*.

Pada pengujian ini fitur yang digunakan adalah *combustion simulation*. Adapun masukan yang harus dipenuhi agar simulasi bisa berjalan lancar, diantaranya adalah:

- Spesifikasi mesin diesel
- Profil pembakaran mesin diesel
- Profil massa penginjeksian
- Profil *valve lift*

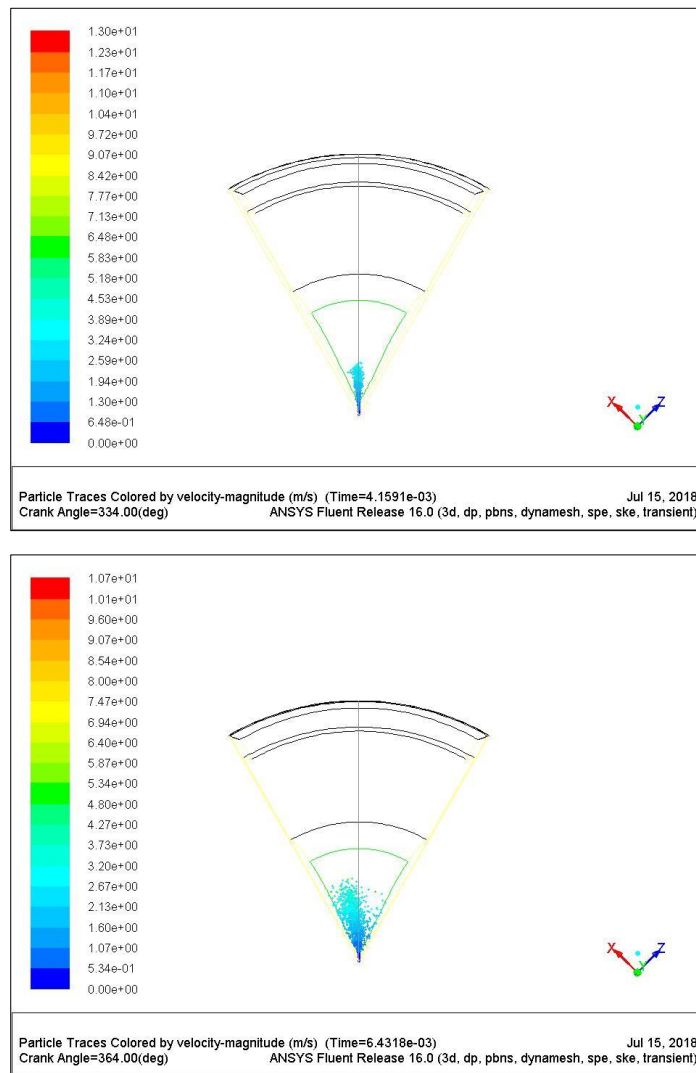
Selain itu, hal-hal yang perlu dipersiapkan dalam pengujian ini yaitu dibutuhkan sebuah desain. Adapun model yang digunakan pada pengujian ini yaitu mesin yang telah dimodifikasi dari kondisi awal. Adapun desain yang akan digunakan untuk pengujian dapat dilihat pada Gambar IV.1 pada subbab sebelumnya. Dapat dilihat pada Gambar IV.21 dibawah ini merupakan contoh *view* pengaturan pada *software* tersebut.



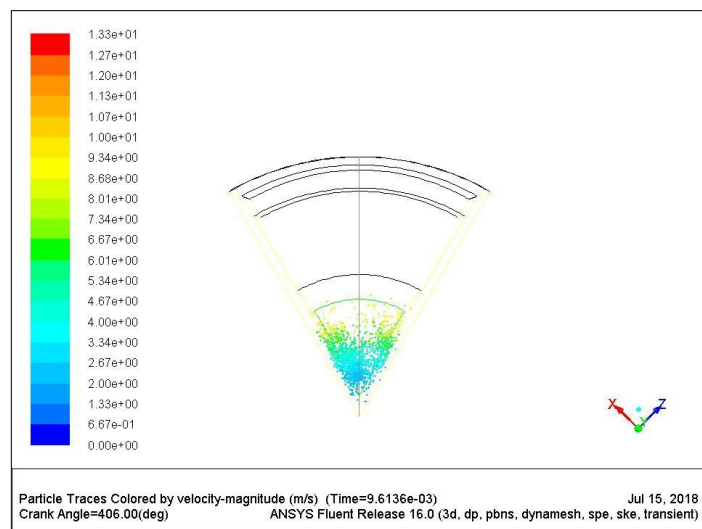
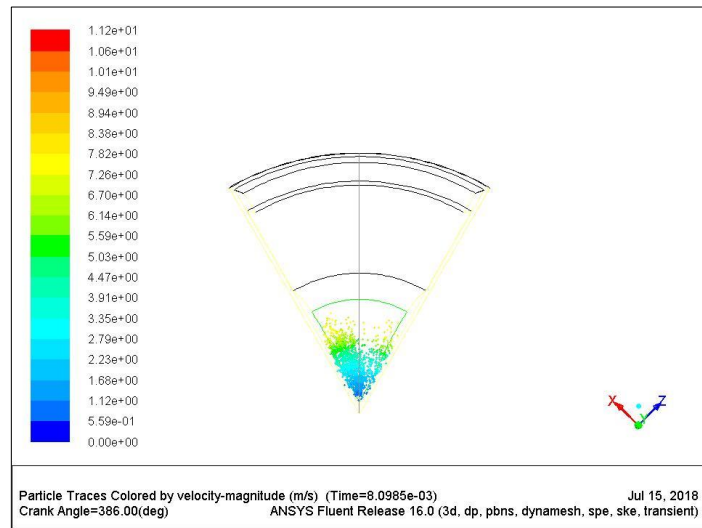
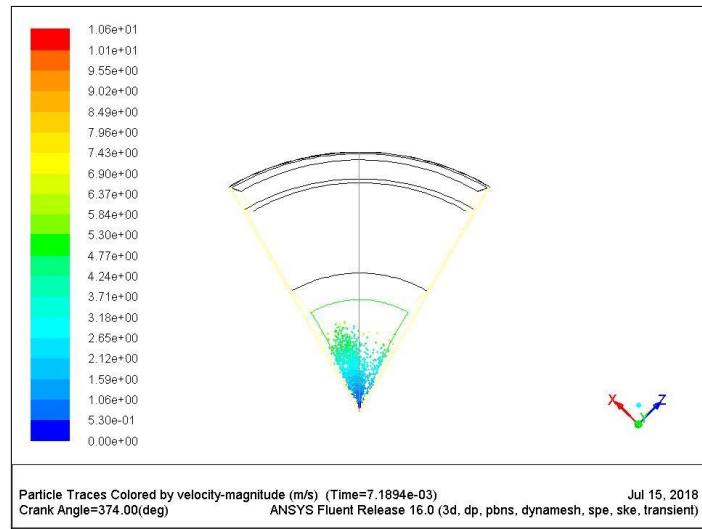
Gambar IV.21. View pengaturan pada *Fluid Flow Simulation*

Dari pengaturan diatas, hasil yang didapatkan diantaranya adalah kecepatan partikel bahan bakar (*fuel particle traces velocity*) dengan posisi vertikal, temperatur partikel bahan bakar (*fuel particle traces temperature*) serta temperatur ruang bakar (*contours of static temperature*). Hasil tersebut dapat dilihat mulai pada Gambar IV.22 sampai dengan IV.30 dibawah ini.

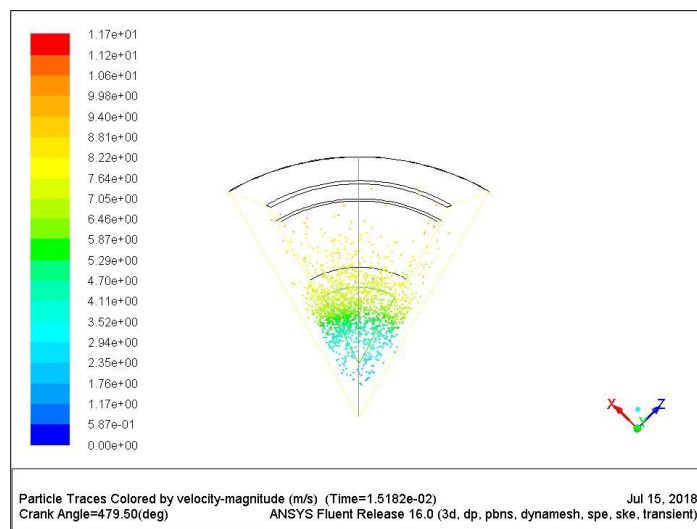
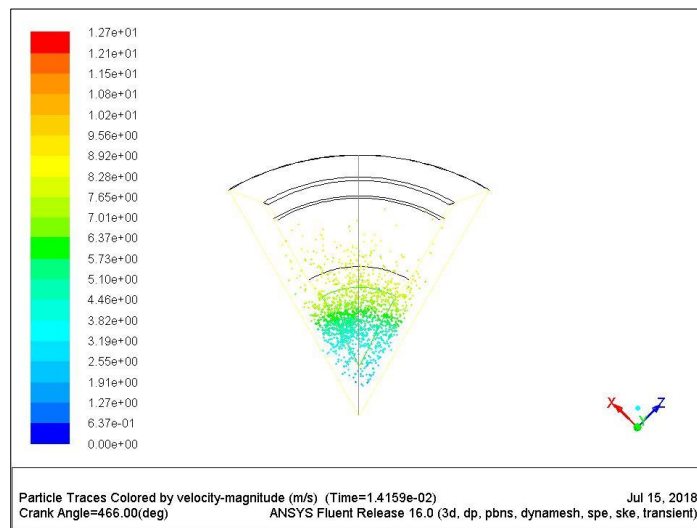
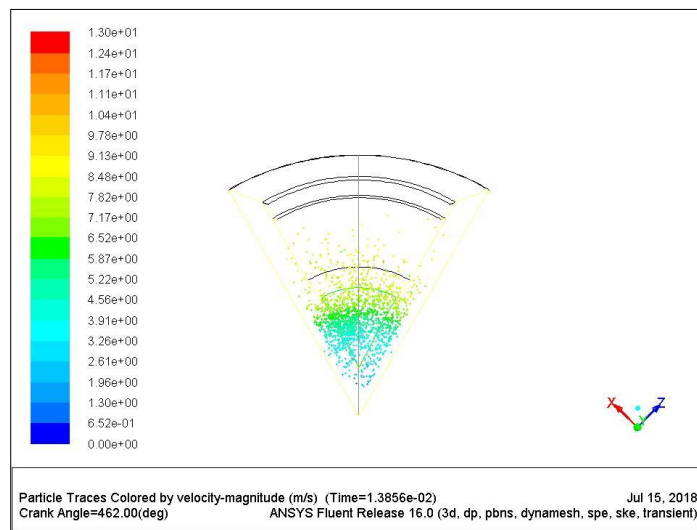
4.3.5.1. Bentuk fuel particle traces velocity pada posisi vertikal



Gambar IV.22. *Fuel particle traces velocity* (vertikal) pada derajat 334⁰ dan 364⁰



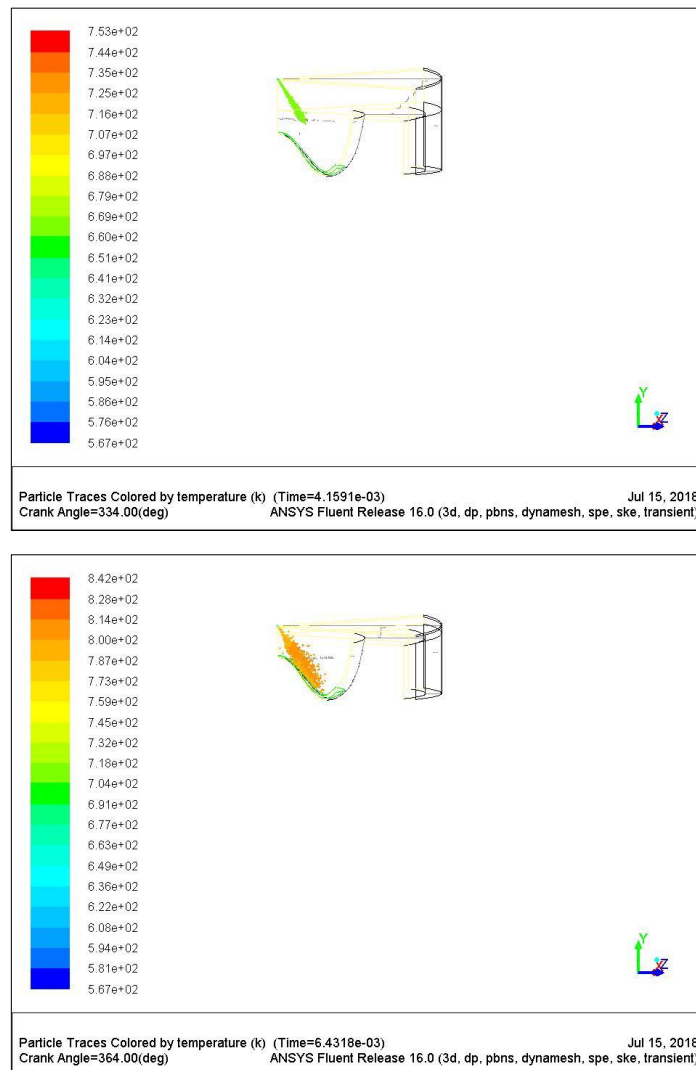
Gambar IV.23. *Fuel particle traces velocity* (vertikal) pada derajat 374⁰, 386⁰ dan 406⁰



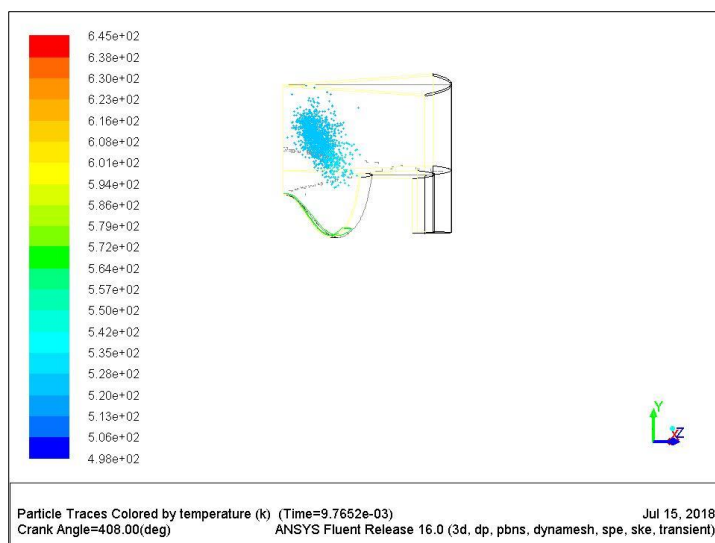
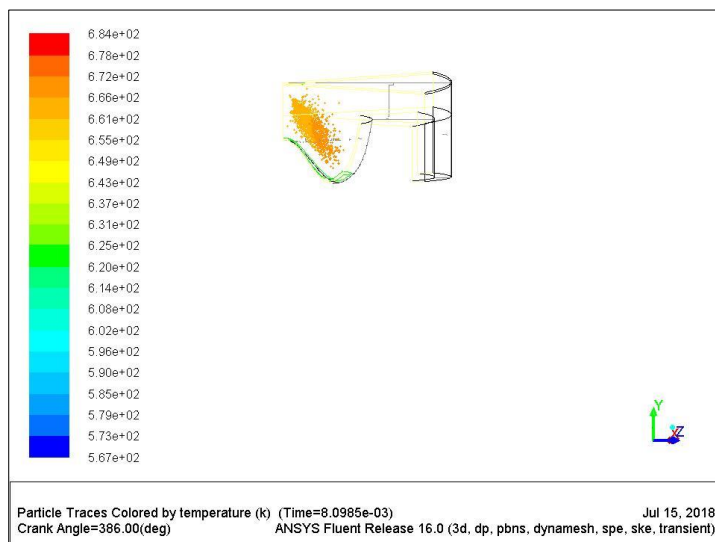
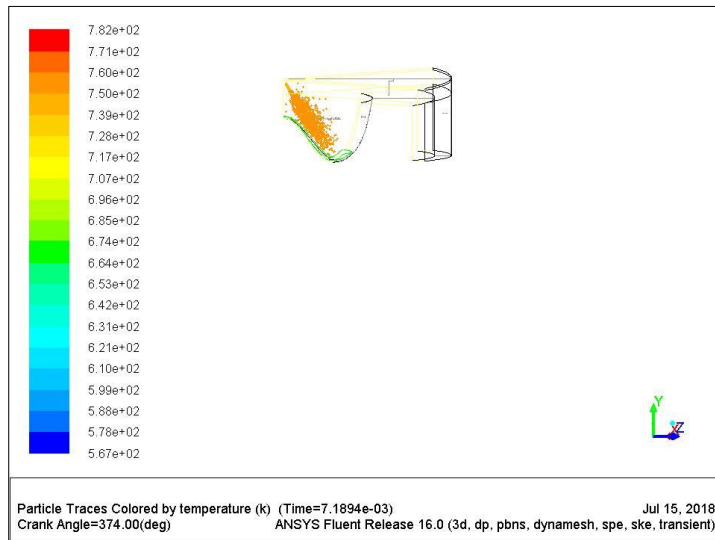
Gambar IV.24. *Fuel particle traces velocity* (vertikal) pada derajat 462⁰, 466⁰ dan 479⁰

Gambar IV.22 sampai dengan Gambar IV.24 diatas adalah bentuk kecepatan partikel bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar mesin. Penginjeksian bahan bakar tersebut yaitu dimulai pada derajat -18° BTDC atau 342° sampai dengan 10° ATDC atau 370° . Satuan legenda dari gambar diatas adalah *meter/second* (m/s). Dapat dilihat pada satu periode penginjeksian kecepatan partikel tertinggi mencapai 14,4 m/s pada derajat berkisar antara 430° hingga 440° . Hal ini bisa dipengaruhi oleh karakteristik bahan bakar serta injektor bahan bakar. Kemudian Gambar IV.25 dibawah ini menjelaskan perubahan temperatur pada ruang bakar.

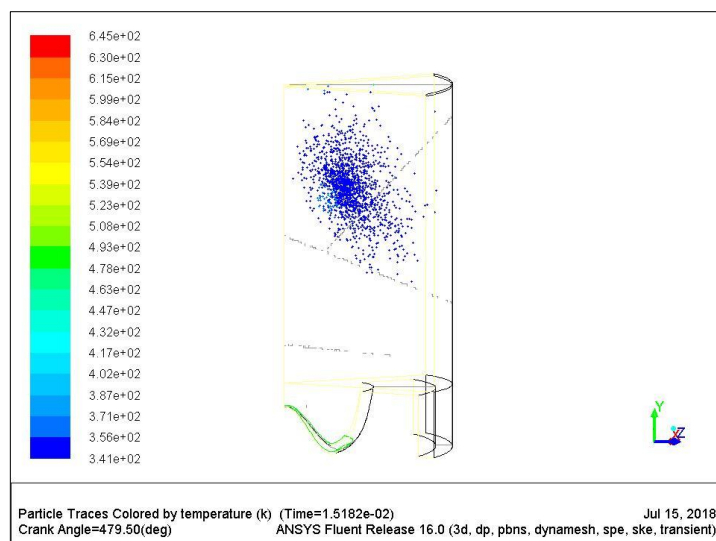
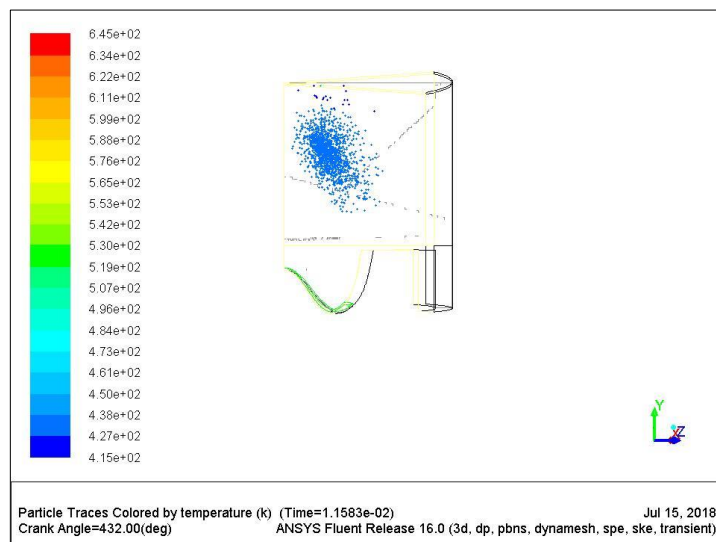
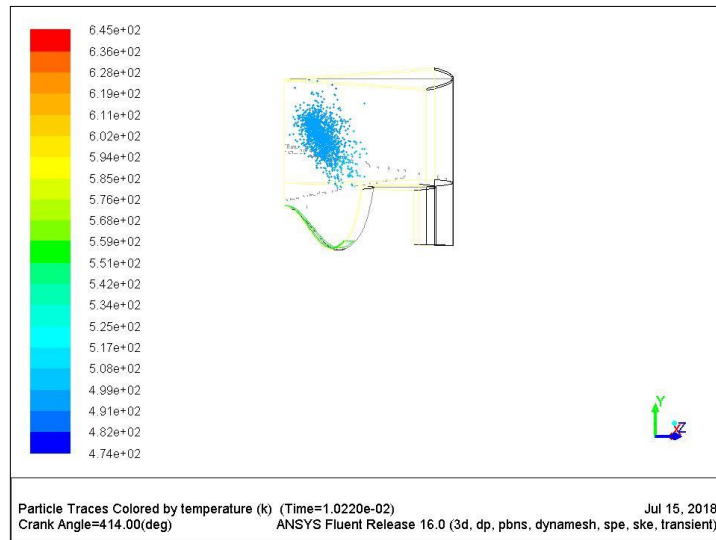
4.3.5.2. Bentuk fuel particle traces temperature posisi horizontal



Gambar IV.25. Fuel particle traces temperature (horizontal) pada derajat 334° dan 364°

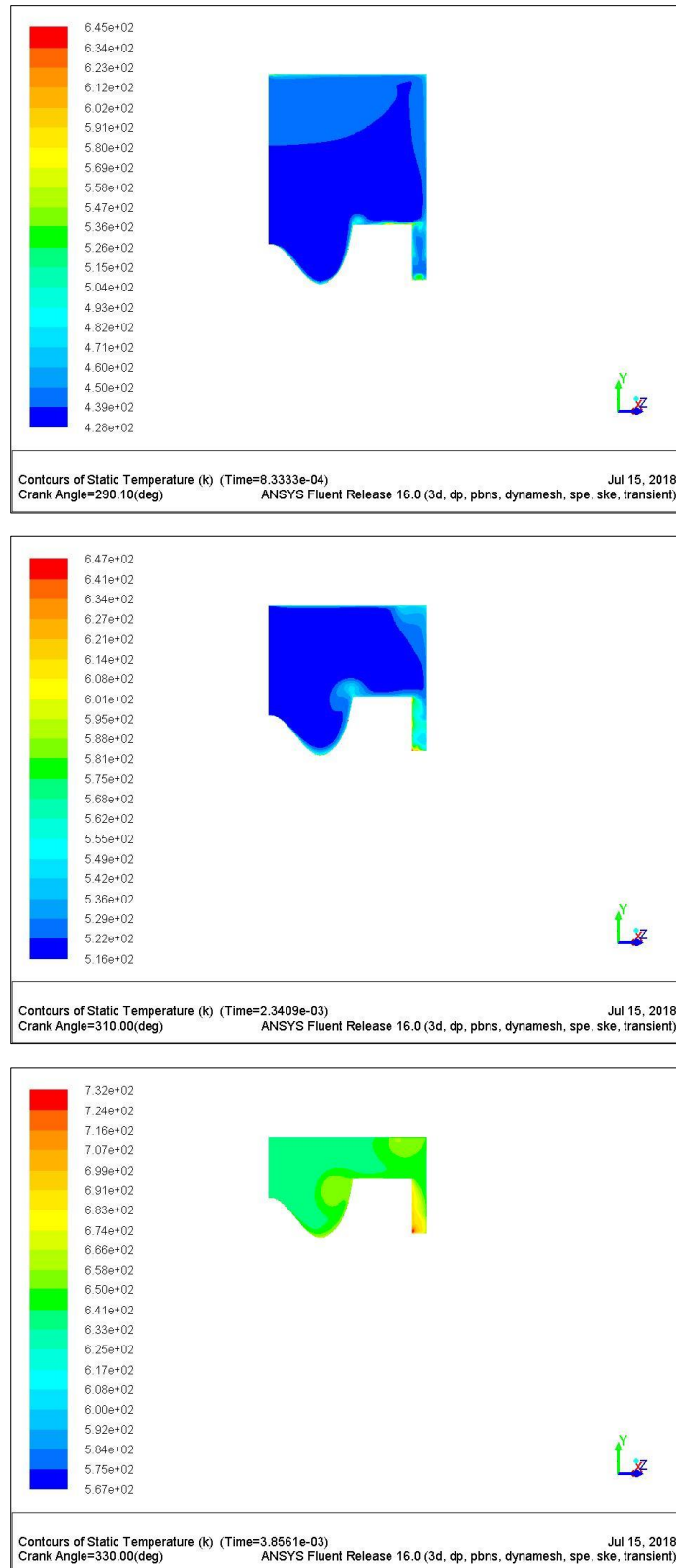


Gambar IV.26. *Fuel particle traces temperature* (horizontal) pada derajat 374⁰, 386⁰ dan 408⁰

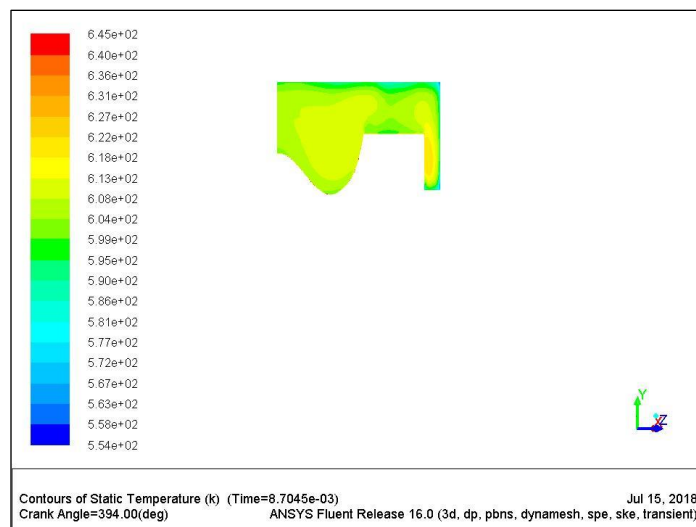
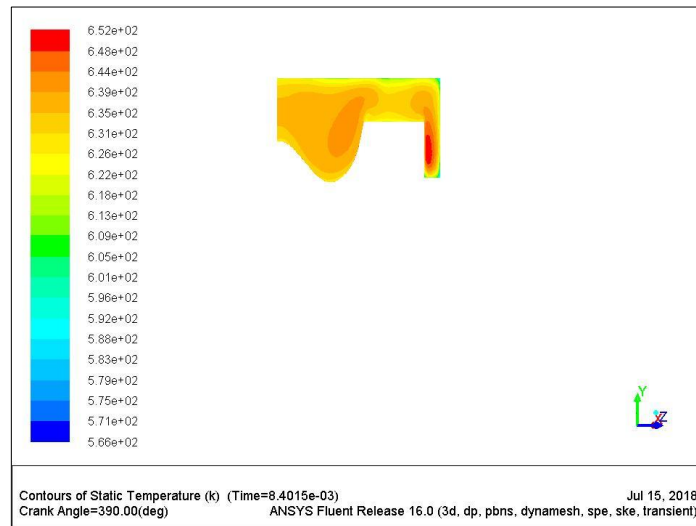
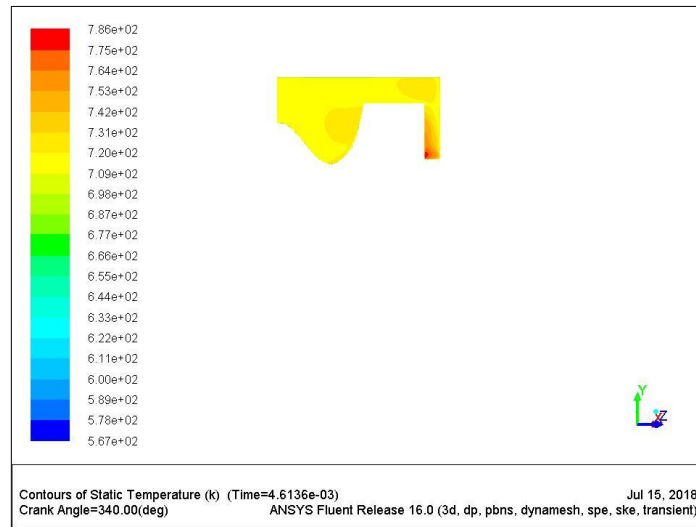


Gambar IV.27. *Fuel particle traces temperature* (horizontal) pada derajat 414⁰, 432⁰ dan 479⁰

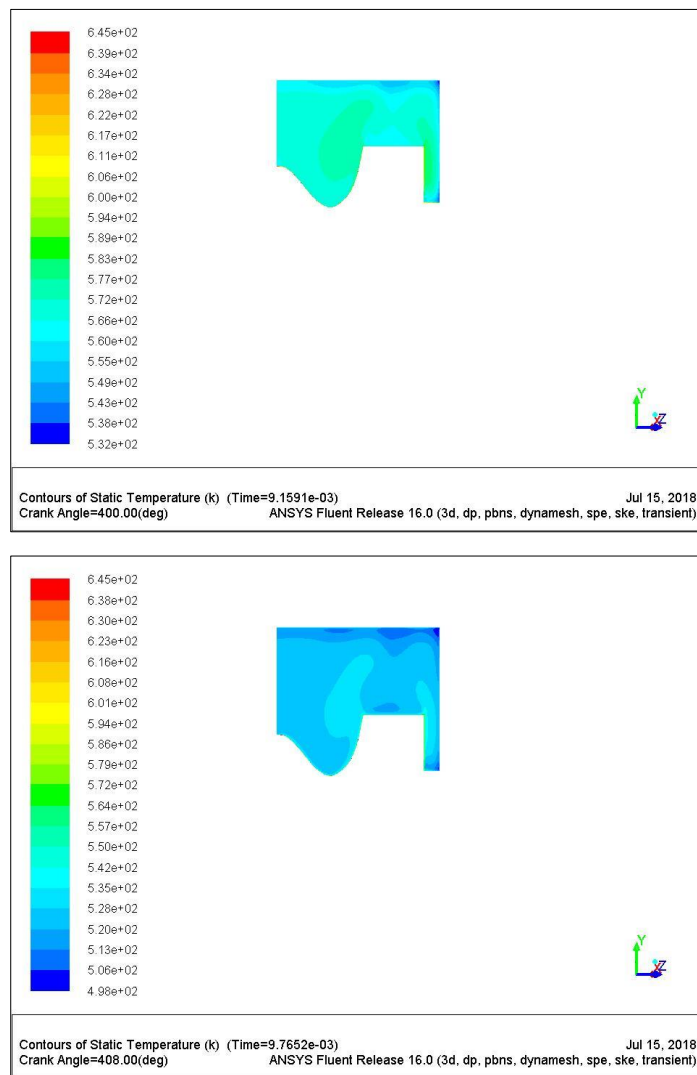
4.3.5.3. Bentuk *contours of static temperature* posisi horizontal



Gambar IV.28. *Contours of static temperature* (horizontal) pada derajat 290⁰, 310⁰ dan 330⁰



Gambar IV.29. *Contours of static temperature* (horizontal) pada derajat 340⁰, 399⁰ dan 394⁰



Gambar IV.30. *Contours of static temperature* pada derajat 400⁰ dan 409⁰

Pada Gambar IV.25 sampai Gambar IV.30 merupakan salah satu pengaruh injeksi bahan bakar terhadap temperatur baik dalam bentuk temperatur partikel maupun temperatur di ruang bakar. Pada kondisi temperatur partikel, pola pergerakan mengikuti alur injeksi dan juga mengikuti bentuk piston. Ketika ada perubahan baik pada karakteristik injektor serta bentuk piston maka bentuk pergerakan partikel juga akan berubah (Chen, A. Yao, *et al.*, 2017). Adapun hasil dari kedua kondisi diatas menunjukkan bahwa pengaruh bahan bakar terhadap temperatur yang tertinggi yaitu mencapai 833⁰K.

4.3.6. Korelasi antara Uji Simulasi *Engine Performance* dan *Fluid Flow*

Pengujian yang menggunakan metode simulasi dengan dua *software* yang berbeda, hasil yang telah didapatkan akan dilakukan banding untuk mengetahui korelasi antara kedua hasil uji tersebut. *Software engine performance* yang digunakan telah menghasilkan beberapa data yang dapat dibandingkan dengan *software fluid flow*.

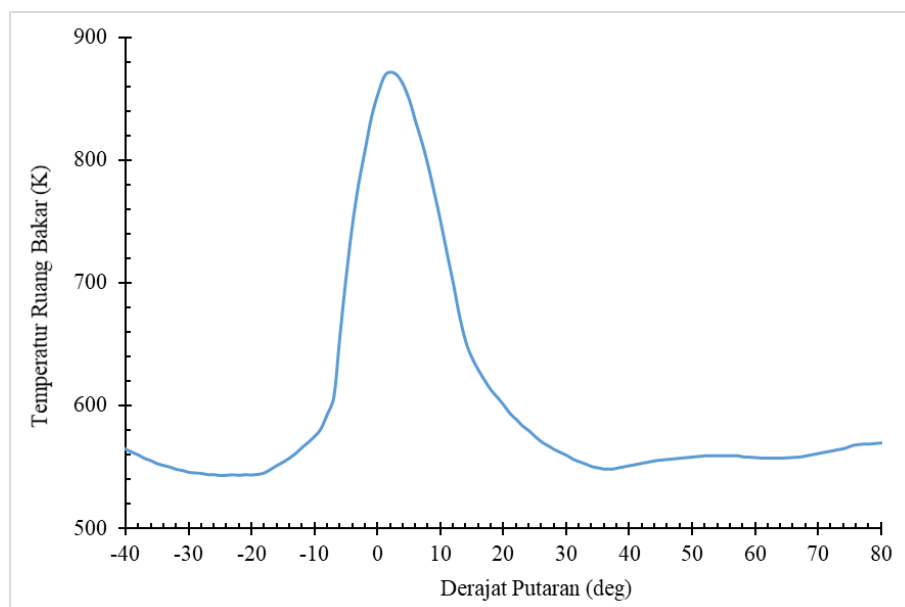
Adapun data yang akan dikomparasikan diantaranya adalah:

- a. *In-cylinder Temperature*
- b. *In-cylinder Maximum Pressure*

Dari kedua data tersebut akan dikorelasikan ke dalam bentuk gambar serta penjelasannya.

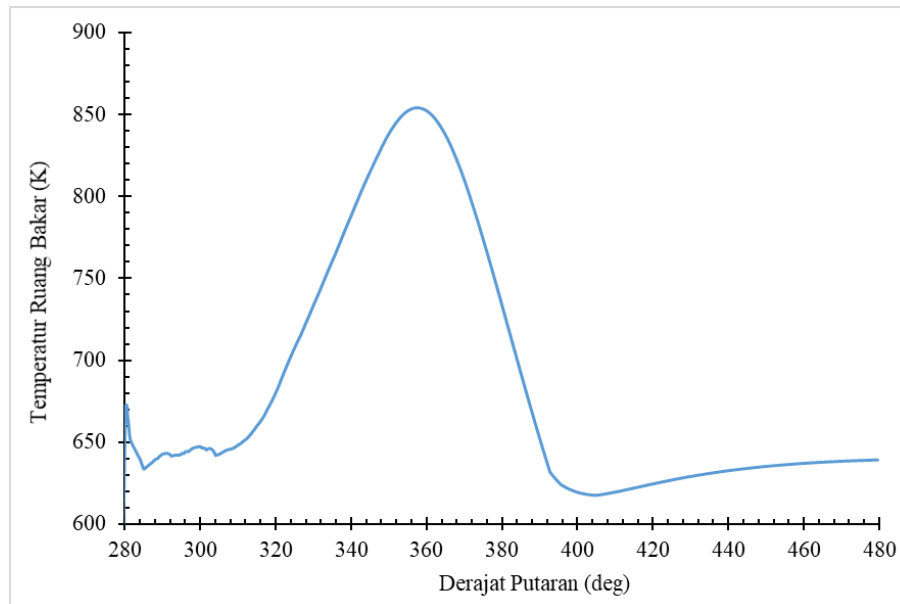
4.3.6.1. *In-cylinder temperature*

Tahap pertama yaitu korelasi antara kedua *software* yang melakukan pengujian dimana menghasilkan data *in-cylinder temperature*. Adapun hasil *in-cylinder temperature* dari simulasi *engine performance* dapat dilihat pada Gambar IV.31 dibawah ini.



Gambar IV.31. Kurva *in-cylinder temperature* pada *software engine performance*

Kemudian untuk kurva *in-cylinder temperature* hasil dari simulasi *fluid flow* dapat dilihat pada Gambar IV.32 di bawah ini.

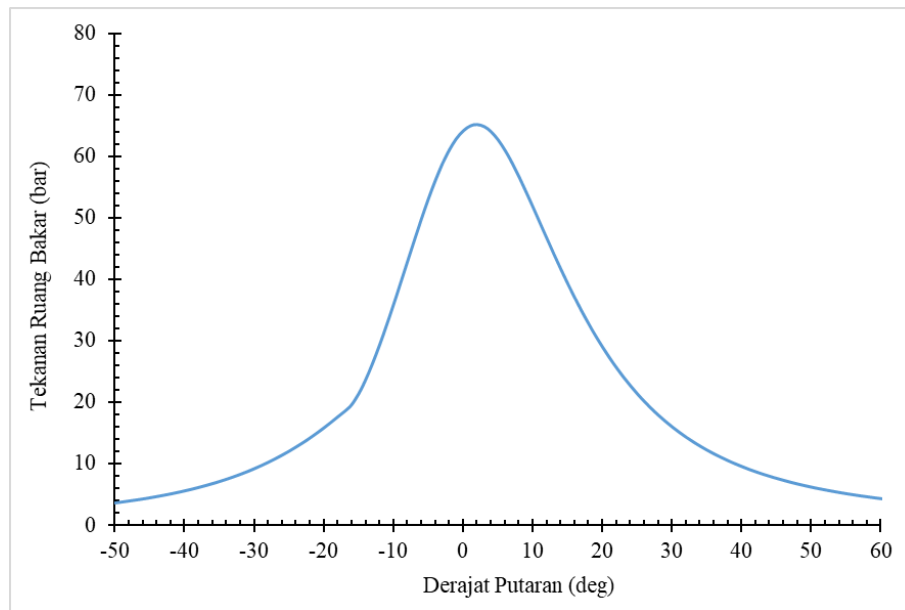


Gambar IV.32. Kurva *in-cylinder temperature* pada *software fluid flow*

Kedua gambar diatas menunjukkan bentuk kurva yang sama. Hal ini dapat dilihat pada derajat 20^0 TMA (*engine performance*) dan 320^0 (*fluid flow*) TMA, kedua kurva menunjukkan pola stabil, kemudian mulai meningkat setelah melalui derajat 20^0 hingga derajat 0^0 . Kedua kurva ini menunjukkan titik temperatur tertinggi yang cenderung sama yaitu sekitar 850K. Kemudian pada rentang 20 derajat setelah derajat 0^0 menunjukkan penurunan yang cukup drastis hingga derajat 40^0 setelah titik mati atas, yang selanjutnya menunjukkan pola yang stabil diantara kedua kurva tersebut. Hasil dapat disimpulkan hasil antara kedua *software* memiliki korelasi yang sama meskipun memiliki sedikit selisih yang tidak signifikan.

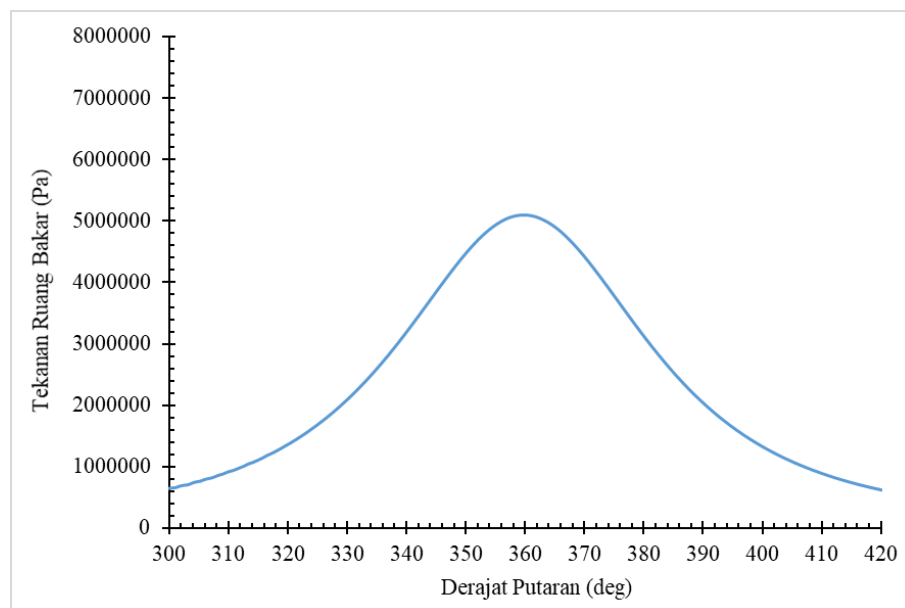
4.3.6.2. *In-cylinder Pressure*

Korelasi tahap kedua yaitu hasil pengujian dengan *software engine performance* dan *fuel flow* dengan bentuk visual. Adapun hasil *in-cylinder pressure* pada *software engine performance* dapat dilihat pada Gambar IV.33 dibawah ini.



Gambar IV.33. Kurva *in-cylinder pressure* pada *software engine performance*

Kemudian untuk kurva *in-cylinder pressure* pada *software fluid flow* dapat dilihat pada Gambar IV.34 dibawah ini.



Kedua gambar diatas menunjukkan pola kurva yang sama. Hal ini dapat dilihat pada derajat -50° TMA (*engine performance*) dan 300° (*fluid flow*) hingga 60° TMA dan 420° . Tekanan dari kedua simulasi berbeda yaitu bar dengan Pascal, dimana $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$. Walaupun memiliki pola kurva yang sama, akan tetapi hasil dari *in-*

cylinder pressure antara *software engine performance* dan *software fluid flow* berbeda, yaitu 65 bar untuk *software engine performance* dan 5200000 Pa (setara 52 bar) untuk *software fluid flow*.

Perbedaan dari kedua tekanan diatas bisa disebabkan *engine setup* dari masing-masing *software*, dimana memiliki formulasi serta metode yang berbeda. Selain itu terdapat beberapa poin pengaturan yang berbeda seperti *heat*, *load* serta penambahan dari komponen lain. Walaupun kedua hasil tersebut memiliki tekanan yang berbeda, namun tekanan ruang bakar telah sesuai dengan prinsip pembakaran.

BAB V

KESIMPULAN & SARAN

5.1. Kesimpulan

Setelah melakukan beberapa pengujian berdasarkan beberapa parameter yang ditentukan, maka dapat ditarik sebuah kesimpulan yang dijelaskan sebagai berikut:

- (1) Dalam menentukan lokasi injektor metanol, kemiringan injektor dan spesifikasi injektor adalah berdasarkan dimensi mesin yaitu *cylinder head*. Penentuan ini tidak melibatkan perhitungan optimalisasi, hal ini dikarenakan membutuhkan studi lanjut agar bisa memberikan rekomendasi penentuan lokasi dan derajat kemiringan injektor.
- (2) Dengan penambahan parameter yaitu perbandingan energi metanol (*Methanol Subtitution Ratio/MSR*) sebagai pengganti bahan bakar diesel, MSR (M10, M20, M30) yang semakin tinggi belum tentu menghasilkan efisiensi pembakaran serta performansi yang lebih baik. Hal ini disebabkan dari pengaruh kalor evaporasi yang tinggi. Penambahan energi metanol (MSR) akan menjadi optimal ketika rasio kompresi ditingkatkan. Hal ini dibuktikan dengan penambahan dari energi metanol paling sedikit (M10) dengan rasio kompresi tetap (18:1) menghasilkan performansi yang lebih optimal. Selisih antara ketiga variasi MSR dengan rasio kompresi yang sama adalah sebesar 2%. Sehingga dengan adanya penambahan energi metanol perlu juga adanya peningkatan tekanan maupun temperatur baik dengan penambahan rasio kompresi maupun inovasi lainnya.
- (3) Penambahan parameter rasio kompresi (16:1, 17:1, 18:1, 19:1, 20:1) mampu menghasilkan performansi yang berbeda-beda. Hal ini dapat dibuktikan dengan penambahan 10% energi metanol ke dalam ruang bakar, performansi optimal diraih oleh ruang bakar dengan rasio kompresi 20:1. Adapun selisih performansi antar rasio kompresi sebesar 2% s/d 4%. Hasil tersebut dikarenakan kalor evaporasi tinggi. Sehingga

tekanan dan temperatur yang tinggi mampu menghasilkan pembakaran lebih optimal.

5.2. Saran

Bahan bakar metanol yang digunakan sebagai pengganti bahan bakar diesel tentunya memiliki dampak terhadap pembakaran seperti pada performansi mesin. Beberapa hipotesis telah dibuktikan di penelitian ini. Namun, masih ada beberapa hipotesis yang perlu dibuktikan lebih lanjut. Oleh karena itu terdapat beberapa saran terkait penelitian ini, yang diantaranya adalah sebagai berikut:

- (1) Perlu adanya studi lebih lanjut terkait pengaruh teknis dari injektor metanol sebagai *main injector* guna mendapatkan baik tekanan dan durasi penginjeksian yang optimal.
- (2) Perlu adanya studi lanjut terkait penentuan durasi penginjeksian. Hal tersebut dapat memberikan hasil yang signifikan terhadap beberapa hasil performansi.
- (3) Perlu adanya studi lanjut terkait pembuktian-pembuktian hipotesis mengenai mode *dual fuel high pressure*. Hal ini dikarenakan bahan bakar metanol memiliki karakteristik yang berbeda dengan diesel, sehingga perlu pengembangan untuk mencapai hasil pembakaran yang optimal.

DAFTAR PUSTAKA

- An, H., Yang, W. M. and Li, J. (2015) ‘Numerical modeling on a diesel engine fueled by biodiesel – methanol blends’, *Energy Conversion and Management*, 93, pp. 100–108. doi: 10.1016/j.enconman.2015.01.009.
- Andersson, K. and Salazar, C. M. (2015) *Methanol as a marine fuel report*.
- Bechtold, R., Goodman, M. B. and Timbario, T. A. (2007) *Use of Methanol as a Transportation Fuel*, The Methanol Institute. Dunkirk, MD 20754. Available at: <http://www.ourenergypolicy.org/wp-content/uploads/2012/04/Methanol-Use-in-Transportation.pdf>.
- Bertau, M. *et al.* (2014) *Methanol: The Basic Chemical and Energy Feedstock of the Future*, Springer Heidelberg. doi: 10.1007/978-3-642-39709-7_4.
- Challen, B. and Baranescu, R. (1999) *Diesel Engine Reference Book*. Second. India.
- Chen, Z. *et al.* (2016) ‘Study of cylinder-to-cylinder variation in a diesel engine fueled with diesel / methanol dual fuel’, *Fuel*. Elsevier Ltd, 170, pp. 67–76. doi: 10.1016/j.fuel.2015.12.019.
- Chen, Z., Yao, A., *et al.* (2017a) ‘Effect of fuel temperature on the methanol spray and nozzle internal flow’, *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 114, pp. 673–684. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.025.
- Chen, Z., Yao, A., *et al.* (2017b) ‘Effect of fuel temperature on the methanol spray and nozzle internal flow’, *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 114, pp. 673–684. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.025.
- Chen, Z., Yao, C., *et al.* (2017) ‘The impact of methanol injecting position on cylinder-to-cylinder variation in a diesel methanol dual fuel engine’, *Fuel*. Elsevier Ltd, 191(92), pp. 150–163. doi: 10.1016/j.fuel.2016.11.072.
- Fang, T. *et al.* (2008) ‘Effects of injection angles on combustion processes using multiple injection strategies in an HSDI diesel engine’, *Fuel*, 87(15–16), pp. 3232–3239. doi: 10.1016/j.fuel.2008.05.012.
- Ghazi, A. (2015) *Dual-Fuel Diesel Engines*. Edited by A. Ghazi. New York: 2015 by Taylor & Francis Group, LLC. doi: 978-1-4987-0309-3.
- Haraldson, L. (2015) *Wartsila - Methanol as Marine Fuel Strategic View 2015*.
- Heywood, J. B. (1988) *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGrawHill

series in mechanical engineering. doi: 10987654.

- Hughes, E. *et al.* (2016) ‘Methanol as marine fuel: Environmental benefits, technology readiness, and economic feasibility’. DNV-GL Maritime Environmental Advisory, pp. 1–48.
- Ishibashi, R. and Tsuru, D. (2017) ‘An optical investigation of combustion process of a direct high-pressure injection of natural gas’, *Journal of Marine Science and Technology (Japan)*. Springer Japan, 22(3), pp. 447–458. doi: 10.1007/s00773-016-0422-x.
- Li, G., Zhang, C. and Li, Y. (2016) ‘Effects of diesel injection parameters on the rapid combustion and emissions of an HD common-rail diesel engine fueled with’, *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 108, pp. 1214–1225. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.029.
- Li, Y. *et al.* (2016) ‘Effects of rapid burning characteristics on the vibration of a common-rail diesel engine fueled with diesel – methanol dual-fuel’, *FUEL*. Elsevier Ltd, 170, pp. 176–184. doi: 10.1016/j.fuel.2015.12.045.
- MAN Diesel & Turbo (2014) *Using Methanol Fuel in the MAN B&W ME-LGI Series*. Denmark.
- Mollenhauer, K. and Tschoeke, H. (2010) *Handbook of Diesel Engines*. Edited by K. Mollenhauer and H. Tschoeke. London New York: Springer Heidelberg Dordrecht. Available at: Mollenhauer, Klaus.
- Pan, W. *et al.* (2015) ‘The impact of intake air temperature on performance and exhaust emissions of a diesel methanol dual fuel engine’, *Fuel*. Elsevier Ltd, 162, pp. 101–110. doi: 10.1016/j.fuel.2015.08.073.
- Park, S. *et al.* (2017) ‘Numerical study of the performance and NO_x emission of a diesel-methanol dual-fuel engine using multi-objective Pareto optimization’, *Energy*. Elsevier Ltd, 124(2), pp. 272–283. doi: 10.1016/j.energy.2017.02.029.
- Power Engineering (2003) ‘Handbook of Formulae and Physical Constants’.
- Salykin, E. A. *et al.* (2017) ‘Method of Fuel Injection in Small Diesel Engines Method of Fuel Injection in Small Diesel Engines’, *Procedia Engineering*. Elsevier B.V., 206, pp. 1552–1557. doi: 10.1016/j.proeng.2017.10.676.
- Saxena, M. R. and Maurya, R. K. (2017) ‘Effect of premixing ratio, injection timing

- and compression ratio on nano particle emissions from dual fuel non-road compression ignition engine fueled with gasoline/methanol (port injection) and diesel (direct injection)', *Fuel*. Elsevier Ltd, 203(x), pp. 894–914. doi: 10.1016/j.fuel.2017.05.015.
- Sayin, C. *et al.* (2009) 'Effect of injection timing on the exhaust emissions of a diesel engine using diesel – methanol blends', *Renewable Energy*. Elsevier Ltd, 34(5), pp. 1261–1269. doi: 10.1016/j.renene.2008.10.010.
- Sayin, C., Ozsezen, A. N. and Canakci, M. (2010) 'The influence of operating parameters on the performance and emissions of a DI diesel engine using methanol-blended-diesel fuel', *Fuel*. Elsevier Ltd, 89(7), pp. 1407–1414. doi: 10.1016/j.fuel.2009.10.035.
- Stone, R. (1989) 'Introduction to Internal Combustion Engines', *Journal of Chemical Information and Modeling*, 53, p. 160. doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.
- Wang, Q. *et al.* (2015) 'Investigation of operating range in a methanol fumigated diesel engine', *Fuel*. Elsevier Ltd, 140, pp. 164–170. doi: 10.1016/j.fuel.2014.09.067.
- Wei, H. *et al.* (2017) 'Experimental investigations of the effects of pilot injection on combustion and gaseous emission characteristics of diesel / methanol dual fuel engine', *Fuel*. Elsevier Ltd, 188, pp. 427–441. doi: 10.1016/j.fuel.2016.10.056.
- Yao, C., Pan, W. and Yao, A. (2017) 'Methanol fumigation in compression-ignition engines: A critical review of recent academic and technological developments', *Fuel*. Elsevier, 209(February), pp. 713–732. doi: 10.1016/j.fuel.2017.08.038.
- Yin, Z. *et al.* (2016) 'Visualization of combustion characteristic of diesel in premixed methanol – air mixture atmosphere of different ambient temperature in a constant volume chamber', *Fuel*. Elsevier Ltd, 174, pp. 242–250. doi: 10.1016/j.fuel.2016.02.030.
- Ying, W. *et al.* (2010) 'Effects of DME pilot quantity on the performance of a DME PCCI-DI engine', *Energy Conversion and Management*. Elsevier Ltd, 51(4), pp. 648–654. doi: 10.1016/j.enconman.2009.10.023.

- Zhen, X. and Wang, Y. (2015) 'An overview of methanol as an internal combustion engine fuel', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier, 52, pp. 477–493. doi: 10.1016/j.rser.2015.07.083.
- Zou, H. *et al.* (2008) 'Ignition delay of dual fuel engine operating with methanol ignited by pilot diesel', *Energy Power Eng.*, 2(3), pp. 285–290. doi: 10.1007/s11708-008-0060-z.

LAMPIRAN

Beberapa perhitungan serta cara pelaksanaan guna penentuan secara teknis pengujian akan ditunjukkan pada bab ini. Adapun macam-macam perhitungan dan cara pelaksanaan diantaranya adalah sebagai berikut:

- (1) Perhitungan volume *intake port*
- (2) Perhitungan massa udara hisap
- (3) Perhitungan *air volumetric efficiency*
- (4) Perhitungan laju massa bahan bakar

(1) Perhitungan Volume *Intake Port*

Dalam pengaturan di GT-Power, terdapat dua komponen *port* yang diinstal, sehingga perlu untuk dihitung. Adapun komponen tersebut yaitu *intake port* dan *intake runner*.

- Diketahui dimensi *intake port*
 - o $D = 40.44 \text{ mm}$
 - o $L = 59.7 \text{ mm}$
- $V_{\text{disp}} = \frac{1}{4} \times \pi \times D^2 \times L$
$$= \frac{1}{4} \times 3.14 \times (40.44^2) \times 59.7$$
$$= 76.641,90 \text{ mm}^3$$
- Diketahui dimensi *intake runner*
 - o $D = 40.58 \text{ mm}$
 - o $L = 55.20 \text{ mm}$
- $V_{\text{disp}} = \frac{1}{4} \times \pi \times D^2 \times L$
$$= \frac{1}{4} \times 3.14 \times (40.58^2) \times 55.20$$
$$= 71.306,38 \text{ mm}^3$$
- Total volume udara masuk
$$V_{\text{total}} = 76.641,90 + 71.306,38$$
$$= 147.998,28 \text{ mm}^3$$

(2) Menghitung *Mass Air*

Terdapat beberapa rumus yang digunakan untuk mendapatkan nilai *input mass air* pada pengaturan simulasi, yang salah satunya adalah rumus gas ideal, mole gas, dan spesifik gas konstan (Power Engineering, 2003; Ghazi, 2015)(Power Engineering, 2003; Ghazi, 2015):

$$P.V = n.R_o.T \quad (1)$$

Dimana

P = Tekanan absolut (kPa)

V = Volume (m^3)

T = Temperatur absolut (K)

N = Jumlah mole gas (kmol)

R_o = Gas konstan karakteristik (8,134 kJ/kmol/K)

Dari rumus tersebut dicari persamaan yang menggunakan unsur massa yaitu rumus mole gas dan rumus spesifik gas konstan.

$$N = \frac{m}{M} \quad (2)$$

Dimana

m = Massa gas (kg)

M = Berat molekul gas (kg/mol)

$$R_{Air} = \frac{R_o}{M} \quad (3)$$

Dimana

R_{Udara} = Massa gas (J/kg.K)

Diketahui bahwa komposisi udara terdiri dari O_2 (oksigen) sebanyak 0,21% dan N_2 (nitrogen) sebesar 0,79% dari total kandungan udara, kemudian nilai massa molar adalah berikut:

Ar O = 16 g/mol Mr O_2 = 32 g/mol

Ar N = 14 g/mol Mr N_2 = 28 g/mol

$$M = (0,21 \times 32) + (0,79 \times 28)$$

$$M = 28,9 \frac{g}{mol}$$

$$M = 28,9 \frac{kg}{kmol}$$

$$R_{Udara} = \frac{8,134 \frac{kJ}{kmol \cdot K}}{28,9 \frac{kg}{kmol}}$$

$$R_{Udara} = 0,287 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$R_{Udara} = 287 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Sehingga didapatkan rumus dibawah, dengan asumsi besar tekanan adalah 1 bar (1×10^5 kPa), volume displasmen dari ruang bakar 493 cc (493×10^{-3} m), temperatur 30°C (303,5K).

$$m = \frac{P \cdot V}{R_{Air} \cdot T}$$

$$m = \frac{10^5 \times (493 \times 10^{-3})}{287 \times 303,5}$$

$$m = 0,000566 \text{ kg}$$

$$m = 5,7 \text{ g}$$

Dengan hasil massa udara sebesar 5,7 g setiap proses *intake* di mesin diesel.

(3) Menghitung *Air Volumetric Efficiency*

Setelah mendapatkan nilai *input mass air*, selanjutnya adalah menghitung nilai *input* dari *air volumetric efficiency*. Hal ini bertujuan untuk mengetahui kadar prosentase efisiensi dari udara yang masuk melalui *intake manifold* dan *intake port*.

Adapun rumus untuk menghitung *air volumetric efficiency* (Mollenhauer and Tschoeke, 2010)(Mollenhauer and Tschoeke, 2010) yaitu:

$$\lambda_l = \frac{m_{LZ}}{m_{Ltheory}} \quad (4)$$

Dimana

λ_l = *Air Volumetric Efficiency*

m_{LZ} = Massa udara yang dialirkan menuju *cylinder* melalui elemen *intake* (g)

$m_{Ltheory}$ = Massa udara secara teoritis (g)

Dari persamaan diatas, terlebih dahulu dicari nilainya baik dari massa udara yang dialirkan maupun massa udara secara teoritis. Adapun persamaan untuk massa

udara (Power Engineering, 2003; Mollenhauer and Tschoeke, 2010)(Power Engineering, 2003; Mollenhauer and Tschoeke, 2010) adalah:

$$m = \rho \times V \quad (5)$$

Dimana

ρ = Densitas udara sebelum masuk elemen *intake* (kg/m³)

V = Volume (m³)

Selanjutnya yaitu menghitung massa udara yang dialirkan. Diketahui densitas udara yang dimaksud adalah udara bebas yaitu 1000 kg/m³ dan volume dari elemen *intake*.

$$m_{LZ} = 1000 \frac{kg}{m^3} \times 1,47 \times 10^{-4} m^3$$

$$m_{LZ} = 147 g$$

Adapun massa udara secara teoritis yaitu massa udara dengan kondisi udara berada di dalam ruang bakar (*cylinder*). Persamaan yang digunakan sama seperti persamaan (4) namun volume yang digunakan adalah volume displasmen *cylinder*.

$$m_{LTeori} = 1000 \frac{kg}{m^3} \times 493 \times 10^{-9} m^3$$

$$m_{LTeori} = 493 g$$

Sehingga, *Air Volumetric Efficiency* yang dihasilkan adalah:

$$\lambda_l = \frac{147 g}{493 g}$$

$$\lambda_l = 0,2981 = 30\%$$

(4) Perhitungan massa laju bahan bakar

Adapun perhitungan ini mengacu pada persamaan

$$m_f = A_0 \times C_0 \times \sqrt{(2\rho_f \Delta p)}$$

Keterangan:

m_f = Mass flow of fuel

A_0 = Luas penampang orifice

C_0 = Koefisien dari discharge orifice

ρ = Densitas bahan bakar

Δp = Tekanan yang keluar dari orifice

- Diketahui

diameter injection = 0.22 mm

luas penampang orifice = luas lingkaran injection

= 0.0094985 mm²

= 9.4985E-09 m²

koefisien discharge = 1.13

tekanan yang keluar dari orifice

Diesel = 210 kg/cm²

= 2100000 kg/m²

= 205.94 bar

Methanol = 550 bar

= 560.844 kg/cm²

= 560843.91 kg/m²

- Massa laju diesel

mD = 0.0006 kg/s

= 0.6349 g/s

- Massa laju metanol

mM = 0.0003 kg/s

= 0.3195 g/s



Penulis Gusma Hamdana Putra, lahir di Blitar 13 Juli 1994. Saat ini penulis bertempat tinggal di Kabupaten Tulungagung. Penulis merupakan lulusan SMAN 1 Kauman tahun 2012. Penulis menempuh gelar Sarjana serta Magister di Departemen Teknik Sistem Perkapalan ITS hingga tahun 2018.

Selama masa studi baik di SMA maupun di ITS, penulis aktif dalam berbagai organisasi maupun forum komunikasi. Semasa di SMA, penulis yang merupakan Purna Paskibraka Indonesia Kabupaten Tulungagung aktif dalam organisasi pasukan pengibar bendera di SMA periode 2010/2011. Kemudian, semasa menempuh studi di ITS penulis aktif di dalam organisasi Himpunan Mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan (Himasiskal) periode 2013/2014, BEM Fakultas Teknologi Kelautan periode 2013/2015 serta Trainer Keilmiah tingkat institut periode 2015/2016. Selain itu, penulis juga aktif dalam forum komunikasi mahasiswa daerah yaitu Forum Mahasiswa Tulungagung Se-Surabaya (FORMASTA) periode 2013/2014.

Di lingkup akademik, penulis mengambil ranah penelitian dibidang mesin tepatnya di Laboratorium *Marine Power Plant* (MPP). Selain mempelajari bidang tersebut, penulis juga aktif dalam kegiatan laboratorium seperti menjadi asisten dosen serta menjadi juri perlombaan bongkar pasang mesin diesel yang diadakan Himpunan Mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan. Penulis menyelesaikan tugas akhir dengan topik bahan bakar biodiesel yang dianalisis performansi serta proses pembakarannya di mesin diesel. Topik bahasan tersebut dilanjutkan pada tesis ini.

Selama penulisan tesis, penulis tidak lepas dari kesalahan dan kekurangan. Oleh karena itu, kritik serta saran mengenai tesis ini dapat dikirimkan melalui email putragusmahamdana@yahoo.com